

УДК 622.673.1

Е.Н. Соснина

Государственное высшее учебное заведение „Национальный горный университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: lizasosnina@rambler.ru

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ МАКСИМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ НЕПОДКРЕПЛЕННЫХ РАЗРЕЗНЫХ БАРАБАНОВ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Ye.N. Sosnina

State Higher Educational Institution "National Mining University", Dnipropetrovsk, Ukraine,
e-mail: lizasosnina@rambler.ru

NUMERICAL EXPERIMENTS ON DETERMINATION OF MAXIMAL STRESSES OF NON-REINFORCEMENT CUT DRUMS OF MINE WINDERS

Цель. Для решения технической проблемы по повышению прочности разрезных барабанов шахтных подъемных машин при их минимальной массе необходимо определить влияние геометрических параметров на напряженно-деформированное состояние неподкрепленных барабанов на основе метода вычислительного эксперимента.

Методика. При обосновании выбора геометрических параметров для исследования проанализированы литературные источники, обобщены предыдущие исследования. Для определения влияния этих параметров на напряженно-деформированное состояние барабана при его нагружении давлением намотанных витков каната были использованы методы математического и компьютерного моделирования, включая конечно-элементное моделирование, а также методы планирования двухфакторного эксперимента и теоретический анализ.

Результаты. Определены значимые факторы для вычислительного эксперимента. В результате вычислительного эксперимента установлены зависимости максимальной интенсивности напряжений от положения лобовины и ее толщины в заклиненной части и только от положения лобовины в переставной части. Даны рекомендации по выбору рациональной толщины лобовин и их расположению в обеих частях разрезного барабана шахтной подъемной машины.

Научная новизна. Установлено, что при разном положении лобовины максимальные напряжения могут возникать в местах, соответствующих либо сжатию обечайки, либо ее изгибу. Так, при положении лобовины около плоскости разреза преобладают максимальные напряжения наибольшего кольцевого сжатия, а при отдалении – максимальные изгибные напряжения. Исходя из того, что максимальные напряжения достигают своего минимума при равенстве изгибных и кольцевых, то лобовину заклиненной части барабана рекомендуется размещать на расстоянии трех канавок от плоскости разреза, а переставной – на расстоянии двух. Для толщины лобовины больше 20 мм напряжения слабо от нее зависят, при меньшей толщине происходит резкий рост напряжений.

Практическая значимость. Практическая значимость состоит в обосновании рекомендаций по применению неподкрепленных разрезных барабанов шахтных подъемных машин рациональной конструкции.

Ключевые слова: шахтная подъемная машина, неподкрепленный разрезной барабан, вычислительный эксперимент, геометрические параметры, максимальные напряжения

Постановка проблемы. Шахтные подъемные машины (ШПМ) отечественного производства, в отличие от зарубежных, изготавливаются с подкрепляющими элементами, что вызывает высокие напряжения из-за наличия концентраторов и повышает массу. Поэтому актуальной технической проблемой является повышение прочности барабанов при минимальной его массе, т.е. без подкреплений.

Конструкции разрезных барабанов крупных ШПМ рассмотрены ранее [1]. Разрезной барабан – одинарный, цилиндрический, сварной конструкции – состоит из двух частей: заклиненной (широкой) и переставной (узкой).

Анализ последних исследований и публикаций. Исследование различных путей снижения макси-

мальных напряжений при одновременном уменьшении массы барабана в свое время выполняли такие ученые, как Ф.Л. Шевченко и К.С. Заболотный.

Ф.Л. Шевченко доказал, что в обечайке барабанов ШПМ не возникает потери устойчивости от действия намотанного каната и, следовательно, применение шпангоутов с равным шагом между лобовинами нецелесообразно.

Автором данной статьи ранее обоснована модель нагрузки цилиндрического разрезного барабана [2]. Она представляет собой распределение нагрузки радиальным давлением намотанного каната в каждой канавке с учетом ослабления натяжения в витках при подъеме груза. Ослабление натяжения возникает вследствие деформации обечайки. Это распределение было определено матрицей влияния, полученной на основе конечно-элементных расчетов твердотельной модели.

Кроме того, обоснована рациональная конструкция подкреплений разрезного барабана [1]. Рекомендовано, в зависимости от уровня допустимых напряжений, использовать подкрепление барабана шпангоутом (кольцевым ребром), который размещается около плоскости разреза, или не подкреплять барабан. Неподкрепленный барабан не теряет устойчивости при выпучивании. Перемещения были определены с помощью нелинейного анализа. Использование неподкрепленного барабана требует снижения в нем максимальных напряжений.

Цель исследования – определение влияния геометрических параметров на напряженно-деформированное состояние неподкрепленных разрезных барабанов шахтных подъемных машин на основе метода вычислительного эксперимента.

Для этого необходимо решить задачи:

1. Исследовать зависимость прогиба обечайки от расстояния до лобовины, ближайшей к плоскости разреза, и определить значимые факторы для вычислительного эксперимента.

2. Провести эксперимент по определению влияния положения лобовины и ее толщины на НДС заклиненной части.

3. Провести вычислительный эксперимент по определению влияния положения лобовины на НДС переставной части.

Для исследования зависимости прогиба от расстояния до лобовины выполним расчет методом конечных элементов 1/8 части барабана ШПМ ЦР-6х3,4/0,6, нагруженного осесимметричным давлением. Результат расчета приведен на рис. 1.

Из анализа формы обечайки следует, что она имеет пять зон: две, в которых напряженное состояние безмоментное, и три, в которых оно близко к полубезмоментному и носит быстро затухающий характер по мере удаления от источника этого эффекта, что называется краевым эффектом.

К безмоментным относится зона в средней части обечайки (напряженное состояние на этом участке в работе [3] названо кольцевым сжатием) и ненагруженная зона, примыкающая к тормозной лобовине. Полубезмоментные: зона перехода от ненагруженной к средней части обечайки в районе тормозной лобовины; зона перехода от средней части обечайки к лобовине; зона перехода от лобовины к плоскости разреза. В первой полубезмоментной зоне напряжения и изменение формы намного ниже, чем в двух остальных полубезмоментных.

Форма обечайки вблизи лобовины около плоскости разреза близка к симметричной относительно лобовины, которая почти не изгибается. Это приводит к тому, что НДС обечайки близко к таковому при жестком заземлении, при котором изгибные напряжения максимальны. Длина зоны краевого эффекта, приблизительно, равна расстоянию от лобовины до плоскости разреза. Рассмотрим более подробно только участки обечайки справа и слева от лобовины около плоскости разреза.

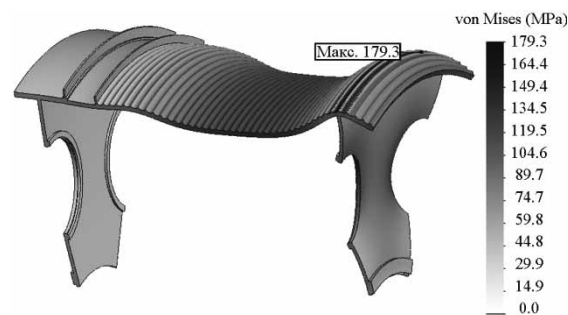


Рис. 1. Поле интенсивностей напряжений и деформированная форма заклиненной части барабана

По обе стороны от лобовины суммарные моменты, возникающие в результате приложения давления к правому и левому участкам обечайки, примерно равны. При изгибе обечайки над лобовиной имеет место явление раскрытия канавок, что вызывает высокие растягивающие напряжения. Для снижения максимальных напряжений в этом месте необходимо уменьшить суммарный момент в правом участке обечайки. Этого можно добиться уменьшением расстояния между лобовиной и плоскостью разреза. При этом возрастает изгибающий момент в лобовине и увеличивается влияние ее изгибной жесткости на НДС барабана. Изменяя толщину лобовины, можно изменить эту жесткость.

Поэтому можно сделать вывод, что изменение расстояния между лобовиной и плоскостью разреза, а также толщины лобовины, являются значимыми факторами для вычислительного эксперимента по определению влияния геометрических параметров на НДС разрезных барабанов шахтных подъемных машин.

Был проведен вычислительный эксперимент по определению влияния положения лобовины и ее толщины на НДС заклиненной части барабана (из условия симметрии выбрана 1/8 часть барабана).

Расстояние от лобовины до середины разреза изменялось от 0,5 до 5,5 ширины канавки с шагом 31 мм. Кроме этого было выбрано расстояние 5,6 ширины канавки, соответствующее первоначальной конструкции барабана.

Значения толщин лобовины были равны: 12, 16, 20, 25, 30, 35, 50, 60 и 100 мм. В выпускающейся машине толщина лобовин – 30 мм. Поэтому, в связи с возможностью минимальной перенастройки технологического процесса изготовления лобовины, наибольший практический интерес представляет исследование влияния этого фактора в окрестности толщины 30 мм. В силу унификации, принимаются толщины всех лобовин одинаковыми.

Зависимость максимальной интенсивности напряжений в заклиненной части от места положения лобовины толщиной 30 мм приведена на рис. 2. График состоит из двух участков: монотонно убывающей прямой (для расстояний от плоскости разреза от 0,5 до 3 канавок) и монотонно возрастающей линии.

На первом участке максимальная интенсивность напряжений уменьшается от 133 до 122 МПа. Второй участок соответствует эффекту наложения монотон-

ного возрастания напряжения до 188 МПа и периодического изменения напряжения, которое связано с расположением лобовины относительно гребешка канавки. Когда лобовина находится под дном канавки напряжения выше, чем когда лобовина расположена под гребешком канавки.

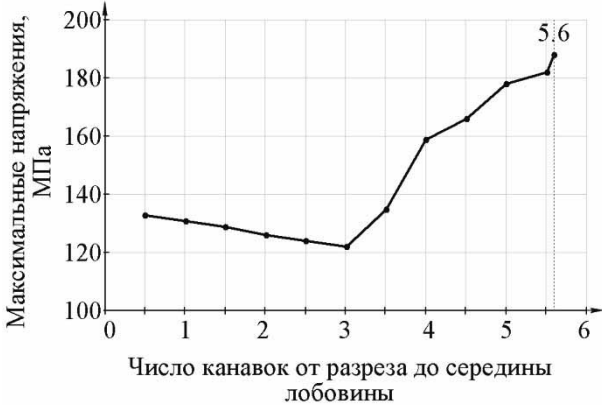


Рис. 2. Зависимость максимальной интенсивности напряжений в заклиненной части от места положения лобовины

Максимальные напряжения, соответствующие первому участку, расположены на внутренней поверхности обечайки между лобовинами в месте наибольшего кольцевого сжатия. Второй участок графика отражает максимальные изгибные напряжения на дне канавок над соединением лобовины и обечайки.

Определены значения максимальной интенсивности напряжений в местах, соответствующих обоим видам деформации при каждом положении лобовины. Значения сведены в график, который отображен на рис. 3. Из рисунка видно, что максимальные напряжения на обечайке в месте кольцевого сжатия падают при увеличении расстояния между лобовиной и плоскостью разреза, а максимальные изгибные напряжения возрастают. При расстоянии, равном трем канавкам, максимальные напряжения двух видов деформации становятся равными.

Максимальные напряжения на обечайке в месте кольцевого сжатия прямо пропорциональны давлению в этих участках. Давление намотанных витков зависит от натяжения каната в наматываемых витках и коэффициента ослабления натяжения из-за деформации обечайки

$$p = \frac{S}{R_0 \cdot b} \cdot d,$$

где S – натяжение наматываемых витков каната; d – коэффициент ослабления давления; R_0 – радиус барабана по оси навивки каната; b – ширина канавки.

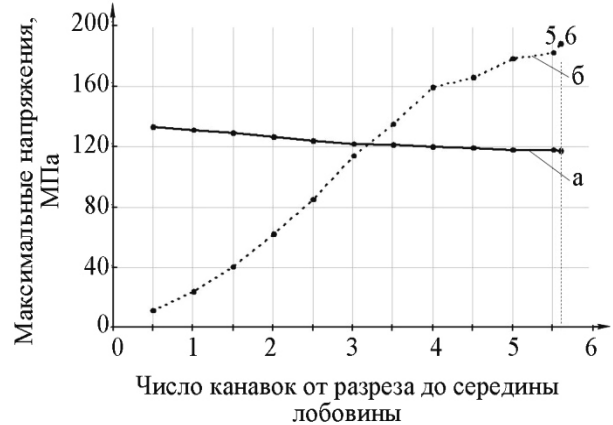


Рис. 3. Зависимость максимальной интенсивности напряжений от места их локализации и положения лобовины: а – на внутренней поверхности обечайки, между лобовинами, в месте наибольшего кольцевого сжатия; б – на дне канавок над лобовиной

Натяжение наматываемого каната прямо пропорционально сумме веса отвесной части каната и веса грузов. Отвесная часть каната с грузом уменьшается по мере подъема и поэтому натяжение падает.

При отдалении лобовины от разреза натяжение в витках, соответствующих месту возникновения максимальных кольцевых напряжений, уменьшается по линейному закону, следовательно, слабо уменьшается давление и максимальные напряжения в этом месте.

Лобовину заклиненной части следует размещать на расстоянии трех канавок от разреза барабана, при этом максимальные напряжения снижаются на 36% по сравнению с первоначальным положением лобовины.

Для наглядного представления зависимости максимальной интенсивности напряжений в заклиненной части от места положения лобовины и ее толщины выбрано первоначальное расположение лобовины и такое, которое дает наименьшие напряжения. Значения сведены в график, который отображен на рис. 4.

При расстоянии от лобовины до плоскости разреза, равном трем канавкам, максимальные напряжения, в целом, меньше на 36 %, чем при расстоянии 5,6.

Для расстояния от лобовины до плоскости разреза, большего трех канавок, и толщины лобовины больше 20 мм, напряжения слабо зависят от толщины лобовины благодаря тому, что максимальные напряжения кольцевого сжатия, на которые не влияет величина изгибной жесткости, преобладают над максимальными напряжениями изгиба. При уменьшении толщины от 20 до 12 мм происходит резкий рост максимальной интенсивности напряжений в заклиненной части от 180 до 250 МПа (при 3 канавках) и от 120 до 210 МПа (при 5,6).

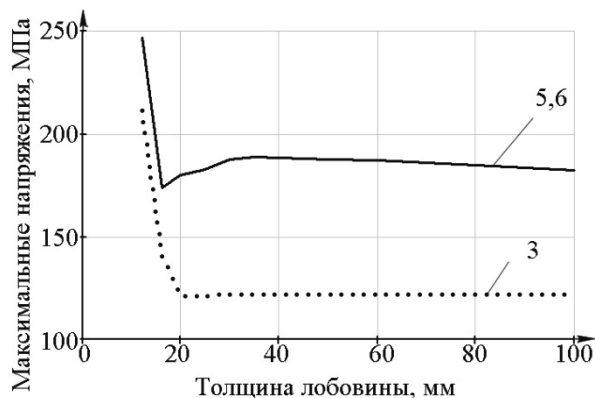


Рис. 4. Залежність максимальної інтенсивності напружень в заклиненій часті від місця положення лобовини і її товщини

В силу того, що для відстаней трьох канавок максимальні напруження від сжаття переважають над изгибними, а для відстаней 5,6 НДС обечайки близько к такому при жестком защемлении, поэтому толщина лобовини не влияет на НДС барабана и не является значимым фактором. Следует применять лобовины барабана толщиной 30 мм как в первоначальной конструкции.

Для переставной части барабана выполнен эксперимент по определению влияния положения лобовины на НДС (из условия симметрии выбрана 1/8 часть барабана). Расстояние от лобовины до середины разреза изменялось от 0,5 до 4 канавок с шагом 31 мм. Кроме этого было выбрано расстояние 2,4 ширины канавки, соответствующее первоначальной конструкции барабана.

Зависимость максимальной интенсивности напружений от места положения лобовины в переставной части барабана приведены на рис. 5.

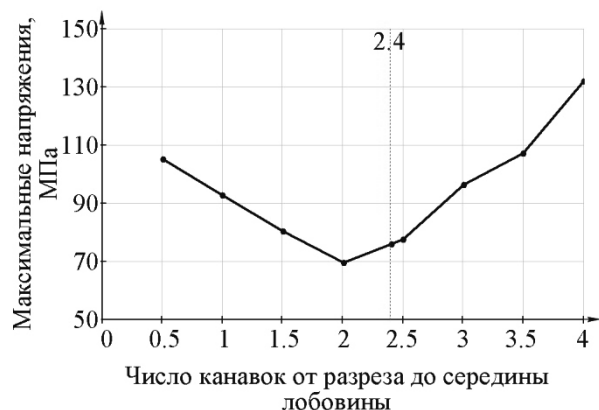


Рис. 5. Залежність максимальної інтенсивності напружень в переставній часті від місця положення лобовини

График состоит из двух участков: монотонно убывающей прямой (для расстояний от плоскости

разреза от 0,5 до 2 канавок) и монотонно возрастающей линии.

На первом участке максимальная интенсивность напружений уменьшается от 105 до 70 МПа. Второй участок соответствует эффекту наложения монотонного возрастания напружения до 132 МПа и периодического изменения напружения, которое связано с расположением лобовины относительно гребешка канавки.

Из анализа экспериментальных данных НДС барабана следует, что при больших расстояниях от плоскости разреза в обечайке максимальными напружениями являются изгибные напружения в канавках над лобовиной, а при малых – максимальными являются напружения кольцевого сжатия (расстояния от 2 до 4 канавок). При изгибе обечайки (от 0,5 до 2) над лобовиной имеет место явление раскрытия канавок. При уменьшении расстояния между лобовиной и плоскостью разреза раскрытие канавок меньше и напружения уменьшаются.

Зависимость максимальной интенсивности напружений от места положения лобовины в переставной части аналогична зависимости в заклиненной части. Поэтому в переставной части барабана толщина лобовины также не имеет особого влияния на НДС при передвижении лобовины, поэтому этот фактор не является значимым.

Лобовину переставной части барабана рекомендуется размещать на расстоянии двух канавок от разреза, при этом максимальные напружения снижаются на 11% по сравнению с первоначальным положением лобовины.

Выводы. Таким образом, максимальное снижение интенсивности напружений в заклиненной части достигается при расположении лобовины на расстоянии до плоскости разреза, равном трем канавкам, а в переставной части при расстоянии, равном двум канавкам. Для толщины лобовины больше 20 мм напружения слабо зависят от толщины лобовины, при меньших толщинах происходит резкий рост напружений. Поэтому, из соображений сохранения технологического процесса, толщина лобовин должна составлять 30 мм.

Список литературы / References

1. Заболотный К.С. Дослідження впливу підкріплень на напружено-деформований стан розрізних барабанів шахтових підйомників [Текст] / К.С. Заболотний, О.Л. Жупієв, Є.М. Сосніна // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: сб. науч. Трудов – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 56. – С. 85–91.

Zaboblotny, K.S., Zhupiyev, A.L. and Sosnina, Ye.N. (2012), "Research of influence of reinforcements on mine winders cut drums stressed state", *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University: Collection of Scientific Works*, Kharkov, Ukraine, Issue 56, pp. 85–91.

2. Заболотный К.С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины [Текст] / К.С. Заболотный,

А.Л. Жупиєв, Е.Н. Соснина // Геотехническая механика: Межведомственный сб. науч. трудов – Днепропетровск: Ин-т геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, 2011. – Вып. 92. – С. 275–278.

Zaboblotny, K.S., Zhupiyev, A.L. and Sosnina, Ye.N. (2011), “Substantiation of computer model of drum and calculated loads of mine winder”, *Geotekhnicheskaya mekhanika*: Interdepartmental Collection of Scientific Works, Dnepropetrovsk, Ukraine, Issue 92, pp. 275–278.

3. Проектирование подъемных барабанов в SolidWorks Simulation [Текст] / [К.С. Заболотный, А.Л. Жупиєв, Е.В. Панченко и др.] // КПД. Компьютерное проектирование и технический документооборот. – К., 2010. – Вып. 1 (14). – С. 16–21.

Zaboblotny, K.S., Zhupiyev, A.L. and Panchenko Ye.V. (2010), “Design of hoisting drums in SolidWorks Simulation”, *KPD*, Kiev, Ukraine, Issue 1(14), pp. 16–21.

Мета. Для вирішення технічної проблеми щодо підвищення міцності розрізних барабанів шахтних підйомних машин при їх мінімальній масі необхідно визначити вплив геометричних параметрів на напружено-деформований стан непідкріплених барабанів на основі методу обчислювального експерименту.

Методика. При обґрунтуванні вибору параметрів для дослідження проаналізовано літературні джерела, узагальнено попередні дослідження. Для визначення впливу параметрів на напружено-деформований стан барабана, при його навантаженні тиском намотаних витків каната, були використані методи математичного й комп'ютерного моделювання, включаючи кінцево-елементне моделювання, а також методи планування двофакторного експерименту й теоретичний аналіз.

Результати. Визначено важливі фактори для обчислювального експерименту. У результаті обчислювального експерименту встановлено залежності максимальної інтенсивності напружень від положення лобовини та її товщини в заклиненій частині і тільки від положення лобовини в переставній частині. Надамо рекомендації щодо вибору раціональної товщини лобовин та їх розташуванню в обох частинах розрізного барабана шахтної підйомної машини.

Наукова новизна. Встановлено, що при різному положенні лобовини максимальні напруження можуть виникати в місцях, відповідних або стисканню обичайки, або її вигину. Так, при положенні лобовини біля площини розрізу переважають максимальні напруження найбільшого кільцевого стиснення, а при віддаленні – максимальні згинальні напруження. Виходячи з того, що максимальні напруження досягають свого мінімуму при рівності згинальних і кільцевих, то лобовину заклиненої частини барабана рекомендується розміщувати на відстані трьох канавок від площини розрізу, а переставної – на відстані двох. Для

товщини лобовини більше 20 мм напруження слабо від неї залежать, при меншій товщині відбувається різке зростання напружень.

Практична значимість. Полягає в обґрунтуванні рекомендацій щодо застосування непідкріплених розрізних барабанів шахтних підйомних машин раціональної конструкції.

Ключові слова: шахтна підйомна машина, непідкріплений розрізний барабан, обчислювальний експеримент, геометричні параметри, максимальні напруження

Purpose. To solve the technical problem of increase of the mine winder drum strength providing its minimal mass it is necessary to determine the influence of geometrical parameters on the stress-strain state of non-reinforced cut drum by means of the numerical experiment method.

Methodology. The literary sources have been analyzed, and previous researches have been summarized while substantiating the choice of parameters for investigation. Methods of mathematical and computer modeling, including finite-element models, and methods of planning of two-factor experiment and theoretical analysis were used for determination of the influence of the parameters on the stress-strain state of the drum loaded by the pressure of wound rope.

Findings. The important factors for numerical experiment have been determined. Dependence of the maximum stress intensity on forehead location and its thickness in the jammed part and on forehead location in adjustable part has been set as a result of numerical experiment. Relevant recommendations on the thickness and location of foreheads have been suggested.

Originality. It is established that the maximum stresses may occur in compressed or bended areas of the shell for different forehead locations. Thus, while the forehead is close to cut plane the maximal stresses of the largest annular compression are dominating, and while the forehead is distant from cut plane the maximal bending stresses are dominating. While the distance between forehead and cut plane equals to three grooves the stresses of two types are even to each other and load is minimal. In this case, if the forehead thickness is 20 mm and more its increase doesn't influence the drum stress, but there is a sharp increase in stresses with decrease of thickness below 20 mm.

Practical value. Recommendations concerning implementation of rational construction of non-reinforced cut drums of mine winders.

Keywords: mine winder, non-reinforced cut drum, numerical experiment, geometrical parameters, maximal stresses

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук
В.П. Франчуком. Дата знаходження рукопису 13.04.12.