

## Теоретичні та комп'ютерні дослідження напружено-деформованого стану підкріплення бобінних підйомників

ЗАБОЛОТНИЙ К.С., ПАНЧЕНКО О.В., ЖУПІЄВ О.Л.

Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»

Приведены результаты компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния барабанов бобинных подъемных машин с резинометаллическим канатом, используемых в комплексе технологического оборудования для крупномасштабного отбора проб сапропеля.

Наведено результати комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану барабанів бобінних підйомальних машин з гумотросовим канатом, що використовуються в комплексі технологічного обладнання для багатомасштабного відбору проб сапропелю.

Results of computer modelling of the is intense-deformed condition of drumsbobbin hoisting machine with rubberrope cable, used in a complex of the process equipment on large-scale sampling sapropel are resulted.

**Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** У свій час науковцями НВТОВ «Океанмаш» виконано попередній варіант проекту великомасштабного відбирання проб сапропелю із дна Чорного моря для подальшого використання цієї речовини у виробництві. До складу комплексу технологічного обладнання входить бобінна підйомальна машина з багат шаровим намотуванням канату. За рекомендаціями «Океанмашу» технічні характеристики підйомника мають бути такими: початковий діаметр бобіни – 3 м, ширина тягового органа – 1 м, розривне зусилля – 2,5 МН, необхідна довжина тягового органа – 2700 м.

На сьогодні **актуальною технічною проблемою** сучасного гірничого машинобудування вважається створення підйомальних машин, що характеризуються зменшеними габаритами і поєднують високу надійність із зниженою металомісткістю.

У зв'язку з цим було **поставлено завдання** дослідити напружено-деформований стан підкріплення лобовин бобінних підйомників. Необхідні для такого дослідження дані зведено в табл. 1.

Таблиця 1. Дані для вибору раціональних параметрів бобінного підйомника

Параметри	Позначення	Значення
Щільність морської води, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	1200
Глибина підйому, м	$H$	2150
Тип тягового органа	гумотросовий канат	РТЛ-6000
Максимальна швидкість підйому, м/с	$V_{\max}$	2,5
Запас міцності	$m$	6
Розрахункове навантаження, кН	$q_{\text{чerp}}$	1800
Допустимий питомий тиск, МПа	$[q_0]$	2,002

На рис. 1, а зображено криву зміни натягу в тяговому органі  $F(\chi, \delta)$  залежно від загальної кількості шарів  $i$  в пакеті гумотросового канату (ГТК) під час пі-

дводного видобутку корисних копалин. Форма кривої показує, що для натягу в канаті характерна стрибкоподібна зміна величини, що відповідає моменту відриву ґрунтозабірної пристрою від морського дна [1, 2]. Графік зміни навантажень у тілі намотки зображено на рис. 1, б. Стрибокподібна зміна натягу  $\tau$  й тиску  $\theta$  каната (рис. 1, б) пояснюється впливом силових факторів, що діють у бобіні (рис. 1, а).

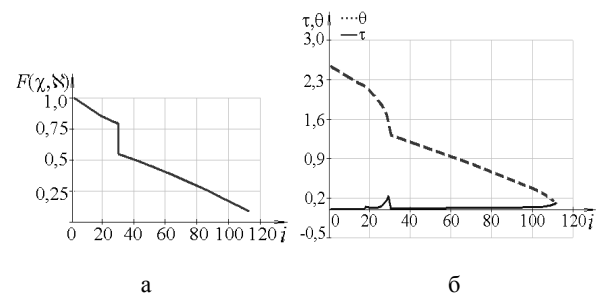


Рис. 1. Графік зміни силових факторів, що діють у бобіні: а – зміна натягу в тяговому органі, б – зміна навантажень у тілі намотки

Рекомендовані параметри бобінної підйомної установки з гумотросовим тяговим органом подаються в табл. 2.

Таблиця 2. Параметри бобінного підйомника для підводного видобутку сапропелю

Параметр	Величина
Глибина ведення робіт, м	2150
Довжина тягового органа, м	2500
Тип тягового органа	РТЛ-6000
Початковий діаметр бобіни, м	2
Ширина тягового органа, м	2,1
Кінцевий діаметр бобіни, м	10

Пластини й оболонки, що входять у конструкцію барабанів бобінних підйомальних машин з гумотросовим канатом (ГТК), підкріплені ребрами жорсткості.

На рис. 2 зображено модель півбарабана для намотування гумотросового канату, що складається з та-

ких елементів [3]: 1 – реборда, 2 – гальмівне поле, 3 – стопорне кільце, 4 – лобовина, 5 – накладка для з'єднання з маточиною, 6 – поле для намотування бобіни, 7 – ребро довге, 8 – косинка, 9 – ребро коротке, 10 – кільцеве ребро, 11 – розпірка.

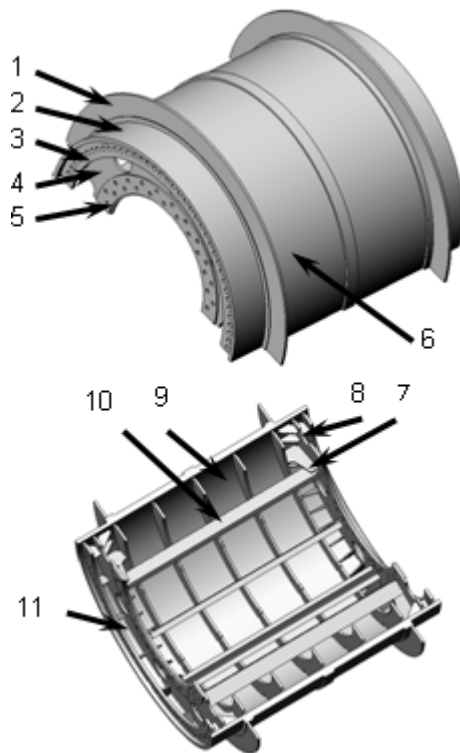


Рис. 2. Загальний вигляд і будова півбарабана бобінної підйимальної

Практика показує, що саме в зоні приєднання ребер і косинок до обичайки часто виникають тріщини. У процесі дослідження порівнювали три скінченно-елементні моделі косинкового підкріплення: твердотілу, оболонкову на базі поверхневої моделі й оболонкову на базі твердотілої. Встановлено, що навіть застосування скінченних елементів високої точності (параболічних) при дослідженні вигину, щоб досягти похибки нижчої 10 %, вимагає детального аналізу не менше 6 шарів цих елементів. Таким чином неможливо використовувати твердотілі моделі для вивчення вигину тонкостінних підкріплених конструкцій складної форми. Але в тому випадку, коли підкріплювальні елементи зазнають впливу плоского напружено-деформованого стану, доцільно застосовувати твердотіле моделювання. У пакеті програмного забезпечення COSMOSWorks оболонкові моделі на базі твердих тіл дають похибку розрахунків 100 – 200 %. Тому подальші дослідження провадилися з використанням твердотілих моделей. Якщо для створення оболонкової поверхневої моделі її необхідно проектувати з нуля, то твердотіла модель, призначена для розрахунку, має невеликі відмінності від такої самої моделі для креслень. По-перше, з такої моделі потрібно вилучити різні кріпильні елементи типу кронштейнів, які не впливають на величину максимального напруження, але збільшують трудомісткість розрахунку. По-друге, деталі мають бути з'єднані між собою таким чином, щоб не виникало ні інтерференції, ні зазорів. На-

приклад, розглянемо модифікацію косинок і довгих ребер для розрахункової моделі. Через те, що і косинки, і ці ребра розміщені єдиним круговим масивом, доцільно виконати їх як одну деталь, але з різними конфігураціями. Оскільки товщина косинки дорівнює 16 мм, а ребра – 20 мм, то ці деталі треба доповнити металом для досягнення величини радіуса  $R$ , а в ребрі зробити виріз такого самого радіуса, що повинен бути врахований у конфігурації для косинки.

Для цієї моделі передбачено такі параметри: внутрішній діаметр обичайки – 2954 мм, діаметр маточини – 1550 мм, отворів у лобовині – 300 мм, довжина внутрішньої частини обичайки – 3260 мм, ширина поля для намотування ГТК – 1000 мм; товщина обичайки – 84,5 мм, лобовини і ребер – 20 мм, косинок – 16 мм.

Надалі досліджували дві моделі у вигляді півбарабана та однієї восьмої барабана.

Тиск тіла намотування на барабан обчислювали за такою формулою:

$$q = (T \cdot k) / (R \cdot B),$$

при цьому  $T = 1$  МН – натяг канату;  $k = 3$  – коефіцієнт збільшення тиску порівняно з тиском при намотуванні першого витка;  $R = 1,5615$  м – радіус поля намотування;  $B = 1$  м – ширина канату.

Таким чином, рівномірний зовнішній тиск становить 3,84 МПа.

Для дослідження було прийнято такі граничні умови: на гранях, суміжних з маточиною – обмеження зафіксоване, а на всіх гранях, утворених розрізом, обмеження – симетрія.

Досліджуючи одну восьму барабана, встановили, що максимальна інтенсивність напружень за критерієм Мізеса (надалі будемо вживати просто слово напруження) досягається на дуговій кромці довгого ребра (див. рис. 3, а). Аналізуючи поля результуючих переміщень вузлів скінченно-елементної сітки барабана, дійшли висновку, що весь вузол, який складається зі стопорного кільця, лобовини, косинок і ребер, є невіправдано жорстким, і максимальні напруження виникають тільки в з'єднувальному елементі – довгих ребрах.

Для перевірки стійкості підкріплення було досліджено модель півбарабана. Виявилось, що кільцеві підкріплювальні ребра втрачають стійкість, якщо тиск у 25 разів перевищує номінальний (див. рис. 3, б).

Оскільки значення коефіцієнта навантаження явно завищене, то було виконано розрахунок втрати стійкості непідкріпленого півбарабана (рис. 3, в). Було з'ясовано, що втрата стійкості з утворенням характерних вм'ятин, що чергуються, відбувається тоді, коли тиск у 8 разів перевищує номінальний. Певна річ, що максимальні напруження в непідкріпленому барабані (рис. 3, г) значно менші (131 МПа), ніж у підкріпленому. Через те, що в підкріпленому барабані максимальні напруження спостерігались на дуговій кромці довгого ребра, розрахунок стосувався саме прямокутного ребра. Виявилось, що коли має місце концентрація напружень типу «внутрішній кут», максимальні напруження різко зростають (190 МПа).

Лобовина працює на стиск і вигин. Досліджуючи моделі без ребер і косинок, установили, що в лобовині максимальні мембранні напруження (як уже зазначалось, мають на увазі інтенсивність напружень за критерієм Мізеса) на кромці отворів становлять 104 МПа, по-

середині спиці – 60 МПа, а згинальні напруження дорівнюють 8,7 і 5,8 МПа відповідно. Таким чином, форму підкріплення належить вибирати з урахуванням вищезазначеного співвідношення мембранних і згинальних напружень.

Нааявність у лобовині ребра значно збільшує її згинальну жорсткість  $C$  і майже не змінює жорсткості лобовини на стиск.

Стосовно суцільної лобовини товщиною  $h$ , що має зовнішній радіус  $a$  і внутрішній  $b$ , з аналітичного розв'язку випливає вираз для визначення коефіцієнта згинальної жорсткості, який пов'язує величину рівномірно розподіленого по зовнішній кромці крутного моменту з кутом повороту кромки, а саме

$$C = \frac{D}{b} \left( \frac{1+k}{1-k} + \mu \right),$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $D = (E \cdot h^3) / (12(1 - \mu^2))$  – згинальна жорсткість;  $k = (a/b)^2$  – безрозмірний коефіцієнт.

Аналітичний розв'язок дозволяє зробити висновок, що під дією крутного моменту, який дорівнює 1000 Н·м, кромка лобовини повернеться на  $0,304^\circ$ . Скінченно-елементний аналіз засобами пакету

COSMOSWorks показав, що поділ елемента середньою сіткою дав результат  $0,309^\circ$ , а дрібною –  $0,307^\circ$ .

Кромка безреберної лобовини з отворами повернеться на  $0,794^\circ$ . Найбільші напруження сконцентровані поблизу отворів і дорівнюють 35,105 МПа (рис. 3, д).

Значно кращий результат дає підкріплення отвору за допомогою кільцевої накладки із листа, що має ширину й товщину 70 і 40 мм відповідно. При цьому кут повороту був такий самий, як у лобовині без отворів –  $0,305^\circ$ , а напруження в 0,45 раза меншим (рис. 3, є).

Розглянемо випадок, коли підкріплення барабана відбувається тільки за допомогою косинок. Як уже було відзначено вище, у косинках традиційної форми, кромки яких перпендикулярні до поверхні оболонки, виникає концентратор напружень типу «внутрішній кут», а в ньому, відповідно до теорії пружності, напруження прямують до нескінченності.

Тоді, коли застосувати таку обробку косинок після зварювання, щоб їхні кромки стали дотичними до поверхні обичайки, рівень напружень знижується в 1,41 раза й локалізується у середині цих елементів (рис. 3, ж).

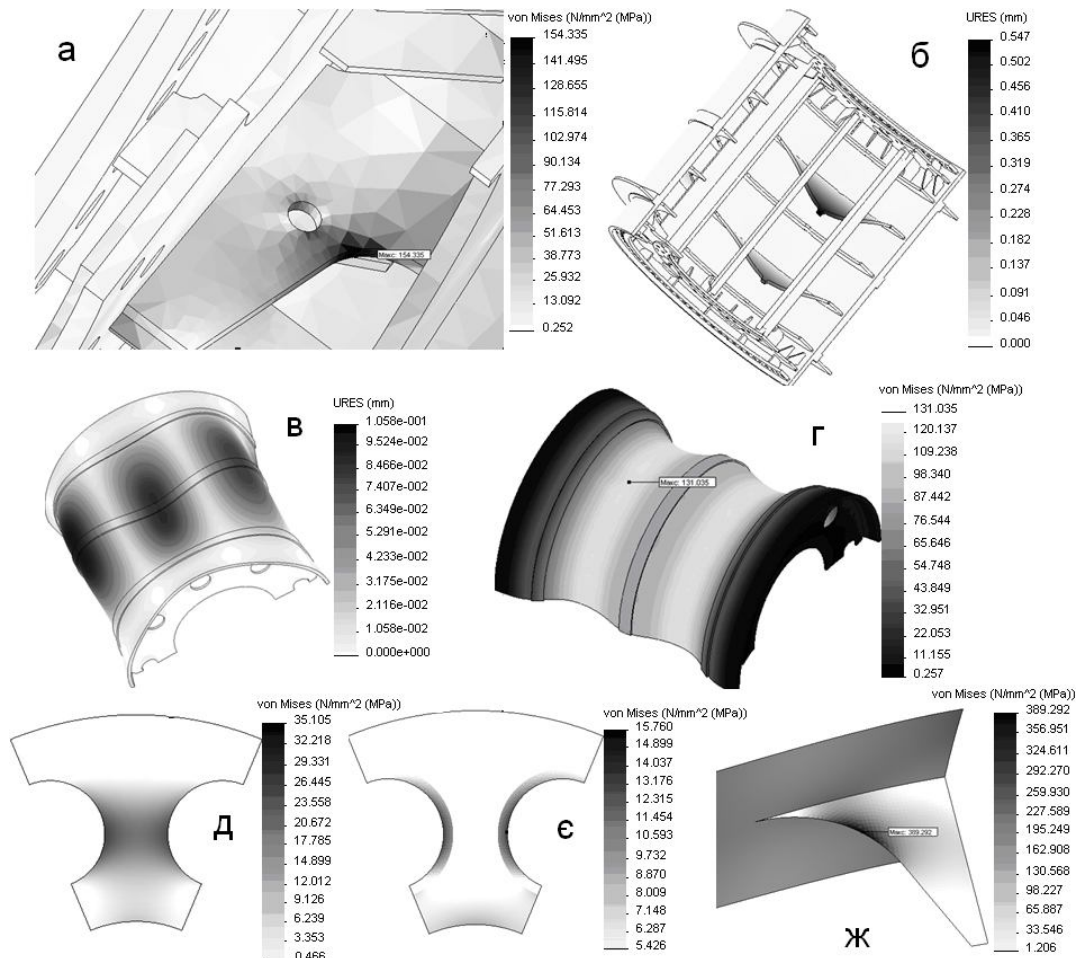


Рис. 3. Результати скінченно-елементного моделювання: а – поля напружень у підкріпленому барабані; б – моделювання перевірки стійкості підкріпленого барабана; в – моделювання перевірки стійкості невідкріпленого барабана; г – поля напружень у невідкріпленому барабані; д, є – поля напружень у лобовині; ж – поля напружень у косинках

### Висновки

1. У досліджуваній конструкції барабана бобінної підіймальної машини з ГТК увесь вузол, що складається зі стопорного кільця, лобовини, косинок і ребер, є невідповідно жорстким, а максимальні напруження виникають тільки в з'єднувальному елементі – довгих ребрах.

2. У непідкріпленому барабані максимальні напруження становлять 131 МПа, у ребрах прямокутної форми – 190 МПа, а в ребрах з дуговою кромкою – 154 МПа.

3. Кільцеві підкріплювальні ребра втрачають стійкість, якщо тиск у 25 разів перевищує номінальний. Втрата стійкості непідкріпленого півбарабана відбувається, коли тиск буде у 8 разів вищим від номінального.

4. При зменшеній товщині лобовини рекомендується підкріплення виконувати не за допомогою ребер, а використовувати з цією метою кільцеві накладки.

### ЛІТЕРАТУРА

1. Заболотный К.С., Панченко Е.В. Исследование величины радиальной нагрузки каната в бобинной намотке // Сб. науч. тр. НГУ. – 2006. – № 26. – Т. 1. – С. 106 – 111.
2. K. Zabolotny, E. Panchenko. Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubberrope cable // School of Underground Mining 2010. New Techniques and technologies in Mining. – CRC Press/Balkema. – 2010 – P. 223-229.
3. Заболотний К.С., Жупієв О.Л., Панченко О.В. Дослідження напружено-деформованого стану барабанів бобінних підіймальних машин з гумотросовим канатом // Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції «Школа підземної розробки». – Д., 2010.– С. 136–144.

пост. 11.05.11