

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРАСНОАРМІЙСЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**

**СУЧАСНІ АСПЕКТИ МЕХАНІЗАЦІЇ ТА
АВТОМАТИЗАЦІЇ ЕНЕРГОЄМНИХ
ВИРОБНИЦТВ**

**ЗБІРНИК МАТЕРІАЛІВ
II регіональної науково-практичної конференції**

25 квітня 2013 р.

Красноармійськ – 2013

Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв. Збірник матеріалів II регіональної науково-практичної конференції, Красноармійський індустріальний інститут ДВНЗ ДонНТУ, 25 квітня 2013 р. – Донецьк: ТОВ «Цифрова типографія», 2013. – 300 с.

У збірнику представлені праці учасників II регіональної науково-практичної конференції «Сучасні аспекти механізації та автоматизації енергоємних виробництв», яку провела кафедра «Електромеханіки і автоматики» Красноармійського індустріального інституту ДВНЗ ДонНТУ. Основні напрямки роботи конференції – гірничча механіка, електрообладнання та енергопостачання сучасних енергоємних виробництв; геометричне та комп'ютерне моделювання об'єктів, явищ, процесів і технологій; геомеханічні проблеми розробки корисних копалин та охорона праці; соціальні, економічні та організаційні аспекти життєдіяльності енергоємних виробництв.

Редакційна колегія повідомляє, що автори публікації несуть відповідальність за достовірність поданої інформації, зміст матеріалів, їх мовно-стилістичне оформлення.

ЗМІСТ

	стор.
Яцюк М.М.; Сименко О.В., к.т.н. (КП ДонНТУ) КАФЕДРА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ І АВТОМАТИКИ: ПЕРШІ КРОКИ НА ШЛЯХУ СТАНОВЛЕННЯ	8
ГІРНИЧА МЕХАНІКА, ЕЛЕКТРООБЛАДНАННЯ ТА ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ СУЧАСНИХ ЕНЕРГОЄМНИХ ВИРОБНИЦТВ	
Авраменко Н.О., Кроливець А.В.; Петелін Е.А. к.т.н. (КП ДонНТУ) СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ – ПОТЕНЦІАЛ РОЗВИТКУ ТА ЕНЕРГЕТИЧНА БЕЗПЕКА ПІДПРИЄМСТВА	10
Белогруд Д.Н.; Зинovieв С.Н., к.т.н. (КІИ ДонНТУ) ПРОБЛЕМЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВОДООТЛИВОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ НАКЛОННЫХ ВЫРАБОТОК ШАХТ	15
Ганза А.И. (КІИ ДонНТУ) РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ ФАЗ В ПОТОКЕ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ ЭРЛИФТА	19
Гладкий А.И., Ляшенко Н.А.; Триллер Е.А., к.т.н., Зинovieв С.Н., к.т.н. (КІИ ДонНТУ) ПРИНЦИП РАБОТЫ И БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЯДЕРНОГО РЕАКТОРА	25
Гладкий А.И.; Чашко М.В., к.т.н. (КІИ ДонНТУ) АЛГОРИТМ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ SMART GRID	29
Еськова Д.В.; Чашко М. В., к.т.н. (КІИ ДонНТУ) ПРИМЕНЕНИЕ СОЛНЕЧНОЙ БАТАРЕИ ДЛЯ ЭЛЕКТРОПИТАНИЯ ЛОКАЛЬНОГО ОБЪЕКТА	32
Калиниченко В.В. (КП ДонНТУ) ДЕЯКІ АСПЕКТИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕРЛІФТНИХ УСТАНОВОК	35
Калиниченко В.В., Івко С.Т. (КП ДонНТУ) ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ГІРНИЧИХ МАШИН	38
Кондратенко В.Г., к.т.н.; Процай М.С. (КІИ ДонНТУ) ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ ДИСКОВОГО РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА	41
Кондратенко В.Г., к.т.н.; Шведченко С.С., Карабка О.Д. (КП ДонНТУ) УДОСКОНАЛЕНИЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ШАХТНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ	45
Кононыхин С.В., к.т.н. (КІИ ДонНТУ) ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАЕКТОРИЙ ДВИЖЕНИЯ ЗУБКОВ ОДНОШАРОШЕЧНОГО ДОЛОТА С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ЦАПФОЙ	48
Корольов А.І.; Рак О.М., к.т.н. (КП ДонНТУ) УРАХУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСФОРМАТОРА АПШ-4 ПРИ РОЗРАХУНКУ КОРОТКИХ ЗАМИКАНЬ В ШАХТНІЙ МЕРЕЖІ 127В	53
Коротких А.І., науковий керівник – Ганза А.И. (КІИ ДонНТУ) ДЕФОРМАЦИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОГО ПОТОКА В ЭРЛИФТЕ	56
Кукшинов Д.Г., Яровий М.Д., Лисенко В.А. (КП ДонНТУ) РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ КОНВЕЄРІВ	61

для роботи під час їх запуску. Але це забезпечується використанням на дільниці декількох підстанцій, що серійно випускаються, потужністю 1000 кВА або менше, що спричиняє збільшену витрату усіх видів ресурсів. При цьому варто вказати, що в реальних умовах експлуатації в деяких випадках треба передбачати на дільниці визначені резервні потужності. Так, на дільниці з добовим видобутком вугілля 5000 т було встановлено чотири трансформаторних підстанції типу ТСВП потужністю по 1000кВА з напругою 1140В з низького боку. До того ж, при використанні потужних електроспоживачів передбачають окремий трансформатор повною потужністю до 1000кВА для живлення електродвигунів очисного комбайна.

При використанні існуючих рівнів низьковольтної напруги та комплектних трансформаторних підстанцій (КТП) до 1000 кВА для живлення потужних гірничих машин бажано передбачити в схемі електропостачання дільниці збільшення перетину основних жил живлячого кабелю, установку КТП підвищеної щодо розрахункової потужності або наближення її до вибою. Для зменшення впливу втрат напруги при пуску на сучасній видобувній техніці необхідно застосовувати: тиристорні станції керування, які здійснюють плавний пуск двигунів; роздільний пуск двигунів; двошвидкісні двигуни на скребкових конвеєрах (пуск відбувається при потужності в 3 рази менше номінальної).

Таким чином, як випливає з викладеного, перехід на напругу 1140 В або більше може рекомендуватися при протяжних кабельних мережах при живленні сучасних потужних гірничих машин. Тому один з актуальних та перспективних напрямків можливого поліпшення якості живлення є перехід на наступну ступінь напруги – 3000В. Не останнє місце займає проблема підтримки відповідних рівнів напруги в електричних мережах підземних виробок (особливо при пуску потужних електродвигунів), що сприяє роботі електроприводів і електрообладнання при номінальних параметрах та відповідно підвищує строк безремонтної експлуатації устаткування. Ця проблема може бути вирішена створенням і впровадженням КТП потужністю більш 1000 кВА з напругою обмоток нижчої напруги 1140 В и вище.

Література

1. Медведєв Г.Д. Электрообладнання та електропостачання гірничих підприємств. – М.: Недра, 1988. – 356 с.: іл.
2. Дзюбан В.С., Риман Я.С., Масный А.К. Справочник энергетика угольной шахты. – М.: Недра, 1983.

УДК 621.65.004.13

КОНДРАТЕНКО В.Г., к.т.н.; ПРОЦАЙ М.С. (КИИ ДонНТУ) ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ ДИСКОВОГО РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Розглянуті результати дослідження врівноважуючої сили дискового розвантажувального пристрою шахтного відцентрового насосу ЦНС 300-120...600

Разгрузочное устройство является одним из наиболее уязвимых узлов центробежных насосов. Составные элементы разгрузочного узла быстро изнашиваются, что требует их частых замен. Для обеспечения более долговечной работы разгрузочных устройств необходимо провести исследования и получить зависимости, устанавливающие связь между гидравлическими и геометрическими параметрами элементов разгрузки. Полученные зависимости позволяют разработать

методику расчета разгрузочных устройств шахтных насосов, которую можно использовать для проектирования и модернизации узлов разгрузки.

Согласно принципа работы разгрузочного устройства, при уменьшении (увеличении) ширины торцевой щели (это может быть вызвано кратковременным изменением осевой силы), давление воды между разгрузочными кольцами возрастает (убывает) и уравнивающая сила, действующая на разгрузочный диск, возвращает ротор насоса в прежнее состояние.

Чтобы не допустить во время работы разгрузочного устройства чрезмерных изменений зазора торцевой щели, необходимо наличие крутой характеристики, определяющей зависимость изменения уравнивающей силы от зазора щели (чтобы даже незначительное изменения торцевого зазора резко изменяли уравнивающую силу).

Согласно определениям источника [1], система узла разгрузки при малых отклонениях ротора насоса от положения равновесия является статически устойчивой. Но чем больше крутизна характеристики, тем более устойчива работа разгрузочного устройства.

Для анализа условий, влияющих на устойчивость работы разгрузочного узла, была использована зависимость между значениями ширины торцевого зазора и величиной уравнивающей силы, полученная в [2]:

$$F = \pi(P_2 - P_3) [R_n^2 - R_{ст}^2 - (R_n^2 - R_{ст}^2) \frac{1}{\xi} \left(\frac{\lambda_{тн} (R_n - R_{ст}) R_n}{2\lambda_{тн} (R_n + R_{ст})} + \frac{2R_n^2 \lambda_{тн}}{R_n^2 - R_{ст}^2} + \xi_{сх} \right)], \quad (1)$$

где $(P_2 - P_3)$ – перепад давлений на разгрузочном диске, Н/м²;

R_n - наружный радиус колец разгрузки, $R_n = 0,1425$ м;

$R_{ст}$ - внутренний радиус колец разгрузки, $R_{ст} = 0,1125$ м;

$R_{ст}$ - радиус дистанционной втулки, $R_{ст} = 0,0625$ м;

ξ - коэффициент сопротивления торцевой щели;

$\lambda_{тн}$ - коэффициент сопротивления трения, $\lambda_{тн} = 0,06$;

$b_{тн}$ - ширина торцевой щели

$\xi_{сх}$ - коэффициент сопротивления (обычно принимают равным 0,5);

$$(R_n - R_{ст}) = \Delta P \frac{a_{тн}}{a_{тн} + a_{к}}, \quad (2)$$

где $\Delta P = 6 \times 10^6$, Н/м², давление, которое создается одним колесом насоса;

$a_{тн}$ - гидравлическое сопротивление торцевой щели;

$a_{к}$ - гидравлическое сопротивление кольцевой щели;

$$a_{тн} = \frac{\xi R}{\mu} \left(\frac{1}{2\lambda_{тн} b_{тн}} \right)^2, \quad (3)$$

где $\mu = 1 \cdot 10^3$ кг/м³, плотность воды;

$$\xi = \xi_{сх} + \xi_{сх} \frac{R_n^2}{R_{ст}^2} + \frac{\lambda_{тн} (R_n - R_{ст})}{2\lambda_{тн}} \cdot \frac{R_n}{R_{ст}}, \quad (4)$$

где ξ_K - коэффициент сопротивления кольцевой щели;

$$\xi_K = 1,5 + \frac{\lambda_K l}{2b_K} \quad (6)$$

где λ_K - коэффициент трения кольцевой щели ($\lambda_K=0,04$);

l - длина кольцевой щели, $l = 0,12$ м;

b_K - ширина кольцевого зазора, $b_K = 0,0004$ м;

Для упрощения расчета введем постоянные величины:

$$A = \xi_{\text{max}} + \xi_{\text{max}} \frac{R_2^2}{R_1^2},$$

$$B = \frac{\lambda_{\text{max}}(R_1 - R_2) \cdot \xi_K}{2} \cdot \frac{R_2}{R_1},$$

$$b_{\text{max}} = x;$$

$$C = \frac{\xi_K R_2^2}{R_1^2 b_K^2}$$

$$D = R_1^2 - R_2^2;$$

$$E = R_1^4 - R_2^4;$$

$$H = \frac{\lambda_{\text{max}}(R_1 - R_2) R_2}{2(R_1 + R_2)},$$

$$M = \frac{2R_2^2 \lambda_{\text{max}} R_2}{R_1^2 - R_2^2} + \xi_{\text{max}};$$

$$K = DB - EH;$$

$$S = DA - EM;$$

С учетом проведенных замен получим выражение (1) в виде:

$$F = \kappa \Delta P \frac{K + Sx}{Ax + B + Cx^3}$$

Графическая зависимость изменения уравнивающей силы от величины торцевого зазора для заводских размеров деталей разгрузочного устройства изображена на рис. 1.

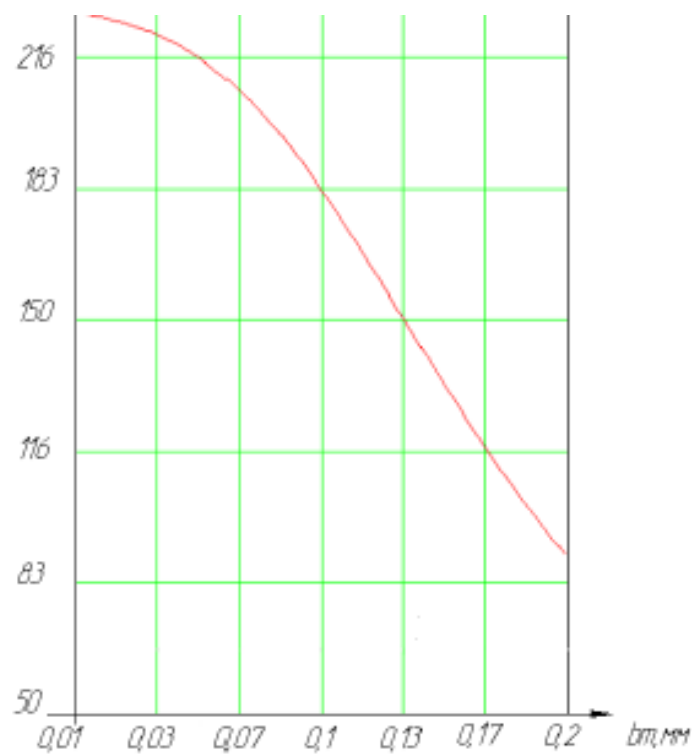


Рисунок 1 – График зависимости уравновешивающей силы от величины торцевого зазора

Для получения крутизны характеристики для различных значений торцевого зазора была получена зависимость $\left| \frac{dF}{dx} \right|$. График этой зависимости предоставлен на рис.

2.

$$\left| \frac{dF}{dx} \right| = (2CSx^3 + 3CKx^2 + AK - SB) / (Cx^3 + Ax + B)^2$$

Из полученной характеристики следует, что наиболее устойчивая работа разгрузочноустройства будет при значении торцевого зазора равным 0,135 мм.

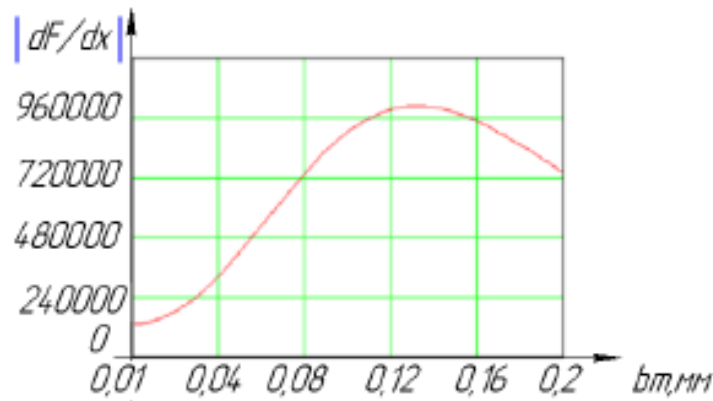


Рисунок 2 – График крутизны характеристики $\left| \frac{dF}{dx} \right|$

Вывод. Выражение для определения крутизны характеристики уравновешивающей силы необходимо использовать при разработке методики расчета разгрузочных устройств шахтных центробежных насосов.

Список литературы

1. Яблонский А.А., Никифорова В.М., Курс теоретической механики ч. I Статика, Кинематика: Учебник: 4-е изд. перераб. М.: Высшая школа. 1971. – 424 с.

Кондратенко В.Г. Обоснование параметров разгрузочных устройств шахтных секционных насосов: дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Донецк – 1992. – 179с.

УДК 621.65.004.13

**КОНДРАТЕНКО В.Г., к.т.н.; ШВЕДЧЕНКО С.С., КАРАБКА О.Д. (КП ДонНТУ)
УДОСКОНАЛЕНИЙ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ
ШАХТНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ**

Приведений удосконалений розвантажувальний пристрій шахтного відцентрового насосу ЦНС 300-120...600.

Досвід експлуатації відцентрових шахтних насосів ЦНС 300-120...600 свідчить про низьку надійність та недовговічність такого відповідального вузла, як гідравлічний розвантажувальний пристрій (рис.1). Швидке зношування деталей розвантажувального пристрою викликає необхідність у їхньому постійному поповненні. У зв'язку з цим шахта залучає інші організації для виготовлення змінних кілець розвантаження. При цьому шахта витрачає додаткові кошти. Отриманий статистичний аналіз роботи насосів ЦНС 300-120...600 в шахтних умовах показав, що час їх експлуатації між двома ремонтами розвантажувального пристрою насоса складає в середньому 50 годин. Внаслідок чого теоретичні та експериментальні дослідження та удосконалення дискових розвантажувальних пристроїв шахтних насосів представляють і в теперішній час актуальну наукову задачу, рішення якої має велике практичне значення для вугільної промисловості.

Найбільш вразливими елементами розвантажувального пристрою є розвантажувальні кільця 1 і 2 (рис. 1).

Для вивчення причин їх швидкого зношування, на підставі залежності розподілу тиску в торцевій щілині, яка була встановлена в [1] ми отримали вирази рівноважуючої сили для всіх режимів потоку води в торцевій щілині.

Для ламінарного потоку води вираз рівноважуючої сили має вигляд:

$$F = (P_2 - P_3)\pi(R_n^2 - R_{ст}^2) - \frac{6\nu Q_p}{B_m^3} \left(R_n^2 \ln \frac{R_n}{R_s} - \frac{R_n^2 - R_s^2}{2} \right) - \pi \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_p}{2\pi R_s B_m} \right)^2 \left[\zeta \varepsilon_x (R_n^2 - R_s^2) + 3R_s^2 \ln \frac{R_n}{R_s} \right]$$

де P_2 - тиск між розвантажувальними кільцями;

P_3 - тиск за розвантажувальним пристроєм;