

ГІРНИЧА
ЕЛЕКТРО-
МЕХАНІКА
та **АВТОМАТИКА**

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ
ЗБІРНИК**

Заснований у 1965 р.

97

**Дніпро
2016**

Засновник – Національний гірничий університет

**Рекомендовано до видання вченою радою
Державного вищого навчального закладу
"Національний гірничий університет"**

(протокол № 18 від 20 грудня 2016 р.)

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Півняк Г.Г. **Головний редактор,**
академік НАН України, ректор ДВНЗ "НГУ"

Шкрабець Ф.П. **Заступник головного редактора,**
професор, ДВНЗ "НГУ"

Ципленков Д.В. **Відповідальний секретар,**
к.т.н., доцент, ДВНЗ "НГУ"

EDITORIAL BOARD

Pivniak G.G. **Chief Editor,**
Academician of NAS of Ukraine, Rector of
NMU

Shkrabets F.P. **Deputy Editor,**
Professor, NMU

Tsyplenkov D.V. **Executive Managing Editor,**
PhD, Associate Professor, NMU

Члени редакційної колегії

Бешта О.С. чл.-кор. НАН України, ДВНЗ "НГУ"

Блюсс Б.О. професор,
ІГТМ НАН України ім. Н.С. Полякова

Випанасенко С.І. професор, ДВНЗ "НГУ"

Заболотний К.С. професор, ДВНЗ "НГУ"

Іванов О.Б. професор, ДВНЗ "НГУ"

Колосов Д.Л. професор, ДВНЗ "НГУ"

Маліновський А.А. професор, НТУ "Львівська політехніка"

Мілих В.І. професор, НТУ "ХПІ"

Муха А.М. професор, ДНУЗТ ім. ак. В. Лазаряна

Плешков П.Г. професор, Кіровоградський НТУ

Розен В.П. професор, НТУ "КПІ"

Самуся В.І. професор, ДВНЗ "НГУ"

Сивокобиленко В.Ф. професор, ДонНТУ

Сиченко В.Г. професор, ДНУЗТ ім. ак. В. Лазаряна

Сінчук О.М. професор, КНУ

Слесарєв В.В. професор, ДВНЗ "НГУ"

Ткачов В.В. професор, ДВНЗ "НГУ"

Нойбергер Н. професор, Есслінгенський університет
прикладних наук, Німеччина

Резизант В. професор, Вроцлавський технічний
університет, Польща

The members of Editorial Board

Beshta O.S. Corresponding Member of NAS of
Ukraine, NMU

Bliuss B.O. Professor,
M.S. Polyakov IGTM of NAS of Ukraine

Vypanasenko S.I. Professor, NMU

Zabolotniy K.S. Professor, NMU

Ivanov O.B. Professor, NMU

Kolosov D.L. Professor, NMU

Malinovskiy A.A. Professor, NTU "Lviv Polytechnic"

Milykh V.I. Professor, NTU "KhPI"

Mukha A.M. Professor, Academician V. Lazarjan DNURT

Pleshkov P.G. Professor, Kirovograd NTU

Rozen V.P. Professor, NTU "KPI"

Samusia V.I. Professor, NMU

Sivokobylenko V.F. Professor, DonNTU

Sychenko V.G. Professor, Academician V. Lazarjan DNURT

Sinchuk O.M. Professor, KNU

Slesarev V.V. Professor, NMU

Tkachev V.V. Professor, NMU

Noiberger N. Professor, Esslingen University of Applied
Sciences, Germany

Rebizant V. Professor, Wroclaw University of
Technology, Poland

Збірник включено до Переліку наукових фахових видань України (наказ Міністерства освіти і науки України від 16.05.2016 № 515), у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук

Адреса редакції

Кафедра "Відновлювані джерела енергії", ДВНЗ "НГУ",
просп. Д. Яворницького, 19, м. Дніпро, 49005, Україна
Тел: (056) 370-13-92, (056) 373-07-42. Факс: (056) 370-13-92
E-mail: ShkrabetsF@nmu.org.ua. gea@nmu.org.ua
Сайт: <http://gea.nmu.org.ua>

Editorial office adress

Department of Renewable Energy Sources, NMU,
19 D. Yavornytsky Ave., Dnipro, 49005, Ukraine
Tel: (056) 370-13-92, (056) 373-07-42. Fax: (056) 370-13-92
E-mail: ShkrabetsF@nmu.org.ua. gea@nmu.org.ua
Website: <http://gea.nmu.org.ua>

Збірник зареєстрований у Міністерстві інформації України.
Реєстраційний номер КВ № 7498 від 03.07.2003.

©ДВНЗ "НГУ", 2016

ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРОУСТАТКУВАННЯ

УДК 622.272:621.3.07

А.В. Рухлов, Г.М. Бажін, кандидати техн. наук

(Україна, м. Дніпро, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")

РЕЖИМИ СПОЖИВАННЯ РЕАКТИВНОЇ ЕНЕРГІЇ СИСТЕМАМИ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДА

Анотація Розглянуто переваги та недоліки застосування регульованого електропривода на потужних стаціонарних установках вугільних шахт. Проаналізовано отримані експериментальним шляхом режими споживання реактивної енергії системами регульованого електропривода на базі напівпровідникових перетворювачів для головних підйомних установок. Запропоновано застосування регульованих фільтрокомпенсуючих пристроїв відповідної потужності як один з найбільш ефективних способів вирішення проблеми якості електроенергії при використанні перетворювачів.

Ключові слова: реактивна енергія, потужність, система електропривода, регулювання, режим, перетворювач.

Анотация Рассмотрены преимущества и недостатки применения регулируемого электропривода на мощных стационарных установках угольных шахт. Проанализированы полученные экспериментальным путем режимы потребления реактивной энергии системами регулируемого электропривода на базе полупроводниковых преобразователей для главных подъемных установок. Предложено применение регулируемых фильтрокомпенсирующих устройств соответствующей мощности как один из наиболее эффективных способов решения проблемы качества электроэнергии при использовании преобразователей.

Ключевые слова: реактивная энергия, мощность, система электропривода, регулирование, режим, преобразователь.

Abstract The advantages and disadvantages of application of adjustable electric drive on the powerful stationary plants of coal mines are considered. The experimental consumption modes of reactive energy for the adjustable electric drive systems on the base of semiconductor converters for the main lifting plants are analyzed. The application of the adjustable filter-compensation devices at appropriate power as one of the most effective methods of the problem decision of electric power quality at the use of converters is offered.

Keywords: reactive energy, power, electric drive system, adjustment, mode, converter.

Постановка проблеми. Системи електропривода технологічних установок можна класифікувати за критерієм застосування різноманітних напівпровідникових перетворювачів (НП) для ефективного регулювання параметрів технологічного процесу. Будова, схемні рішення, конструктивне виконання, автоматизація, технологічні параметри і режими роботи систем електропривода технологічних установок без НП достатньо повно викладені у багатьох літературних джерелах, наприклад, у роботі [1]. Так, для підйомних установок вугільних шахт використовують "класичний" асинхронний електропривод з реостатним регулюванням у ланцюзі ротора, якому властивий цілий спектр недоліків, основними з яких є неможливість точної підтримки швидкостей "дотягування" без застосування механічного гальма та значні втрати електроенергії. Величина цих втрат прямо пропорційна різниці між номінальною та зниженою швидкостями та часу руху на зниженій швидкості. Для вентиляторів головного провітрювання застосовується система синхронного електропривода з незалежним збудженням, основними перевагами якої є відносно невисока вартість і можливість компенсації реактивної потужності при роботі в режимі перезбудження. Проте недоліки такої системи роблять її неконкурентоспроможною порівняно із системами на базі НП: великі пускові струми (особливо для потужних вентиляторів) і значна тривалість пуску; необхідність в установленні системи збудження; низька надійність тиристорних збуджувачів тощо.

Існує два способи регулювання продуктивності технологічних установок: технологічне (механічне) регулювання і використання системи регульованого електропривода на базі НП електроенергії. Причому ефективність заходів першого способу невелика (часто це всього лише "уявна" економія електроенергії) і вони характеризуються обмеженими діапазоном регулювання та сферою застосування. Тоді як другий спосіб дозволяє регулювати продуктивність майже будь-якої технологічної установки у дуже великому діапазоні (від нуля до номінальної, а іноді й більше) з "дійсною" енергетичною ефективністю у вигляді зниження величини витрати електроенергії.

Зростання вимог до підвищення продуктивності машин, необхідність керування технологічним процесом, поява надійних і відносно недорогих НП – це основні передумови для широкого впровадження у 70-х роках минулого століття регульованого електропривода у всі галузі промисловості, особливо в металургійну. Для вугільних шахт України ця тенденція проявилася приблизно у 90-ті роки.

Нині всі провідні електротехнічні фірми випускають регульовані електроприводи комплектно з комп'ютерними засобами автоматизації у вигляді гнучкопрограмованих систем на базі: потужних польових транзисторів (MOSFET), біполярних транзисторів з ізольованим затвором (IGBT), замикальних тиристорів з інтегрованим керуванням (IGCT) та без нього (GTO). Основна перевага тиристорних перетворювачів – здатність працювати з великими струмами і напругами, витримуючи тривале навантаження та імпульсні дії. Вони також мають більш високий (до 98 %) ККД порівняно з перетворювачами на транзисторах, основними перевагами яких є проста система керування, висока надійність і повна керованість [2]. Однак системам регульованого електропривода на базі НП властиві певні суттєві недоліки, мова про які піде нижче.

Мета роботи – проаналізувати режими споживання реактивної енергії системами регульованого електропривода на базі НП та визначити шляхи їх покращення.

Викладення основного матеріалу. Основним обладнанням вугільних шахт, на якому впроваджуються сучасні технології з перетворення електроенергії, є енергоємні стаціонарні установки: підйоми (головні та допоміжні), вентилятори, компресори. Враховуючи специфіку технологічних процесів, використання НП у системах регульованого електропривода стаціонарних установок шахт дозволить отримати такі переваги [3 – 5]:

- підвищити безпеку та надійність роботи стаціонарних установок, що забезпечить нормальну ритмічну роботу всього підприємства;
- зменшити величину витрати електроенергії до 10 – 20 % залежно від типу технологічної установки та режиму її роботи;
- більш точно і плавно регулювати частоту обертання електродвигуна, що допоможе відмовитися від використання редукторів, варіаторів та іншої регульовальної апаратури та значно спростити керовану механічну схему і підвищити її надійність;
- плавно регулювати пуск двигуна (без підвищених пускових струмів і механічних ударів) та розгін, що знизить динамічне навантаження на двигун та технологічне обладнання і збільшить термін їх експлуатації;
- упровадити системи дистанційного керування стаціонарними установками і системи постійного моніторингу механізмів і електроприводів з мікропроцесорним керуванням;
- підвищити продуктивність підйомних установок на 10 – 15 % за рахунок "ущільнення" і строгого дотримання заданої тахограми підйому, витримки пауз між циклами при завантаженні–розвантаженні скіпів, автоматизації допоміжних операцій;
- візуально контролювати технологічні та механічні параметри установки (наприклад, як змінюється живильна напруга і струм, положення скіпу в стовбурі, кількість циклів підйому за добу тощо).

До основних недоліків застосування систем регульованого електропривода на базі НП слід віднести:

- генерацію значних електромагнітних перешкод, у результаті чого має місце спотворення синусоїдальної форми кривих напруги і струму живильної електричної мережі;
- низький коефіцієнт потужності, особливо при глибокому регулюванні швидкості обертання двигуна, що виявляється в значному обсязі та різкозмінних режимах споживання реактивної потужності та пов'язаних з цим коливаннях напруги;
- зниження коефіцієнта корисної дії та терміну служби двигунів, додаткові втрати потужності та енергії, пов'язані з погіршенням якості електроенергії при роботі НП;
- значні капітальні витрати.

Використання систем регульованого електропривода на базі НП для технологічного устаткування, що потребує "глибокого" регулювання за відносно короткі проміжки часу (наприклад, підйомних установок), характеризується різкозмінним режимом споживання реактивної потужності з мережі. Для роботи такого обладнання характерні значні за величиною стрибки споживання реактивної енергії та низький коефіцієнт потужності $\cos \varphi$. Наприклад, для підйомних установок його середньозважене за цикл роботи значення складає лише 0,3 – 0,6.

Як підтвердження останньої тези, на рис. 1 наведені експериментально отримані криві споживання активної P , реактивної Q та повної S потужностей за цикл роботи головної підйомної установки із системою регульованого електропривода типу ЭКТЦ (електропривод комплектний тиристорний) на базі перетворювачів напруги та двигуна постійного струму (ДПС) потужністю 3250 кВт. Дані табл. 1 дозволяють розглянути цей цикл більш детально за періодами, для кожного з яких визначено середні значення $\cos \varphi_{av}$ і $\text{tg } \varphi_{av}$. Криві отримані при роботі приводу підйомної установки без застосування фільтрокомпенсаційних пристроїв (ФКП) для компенсації реактивної складової та фільтрації вищих гармонік у електричній мережі.

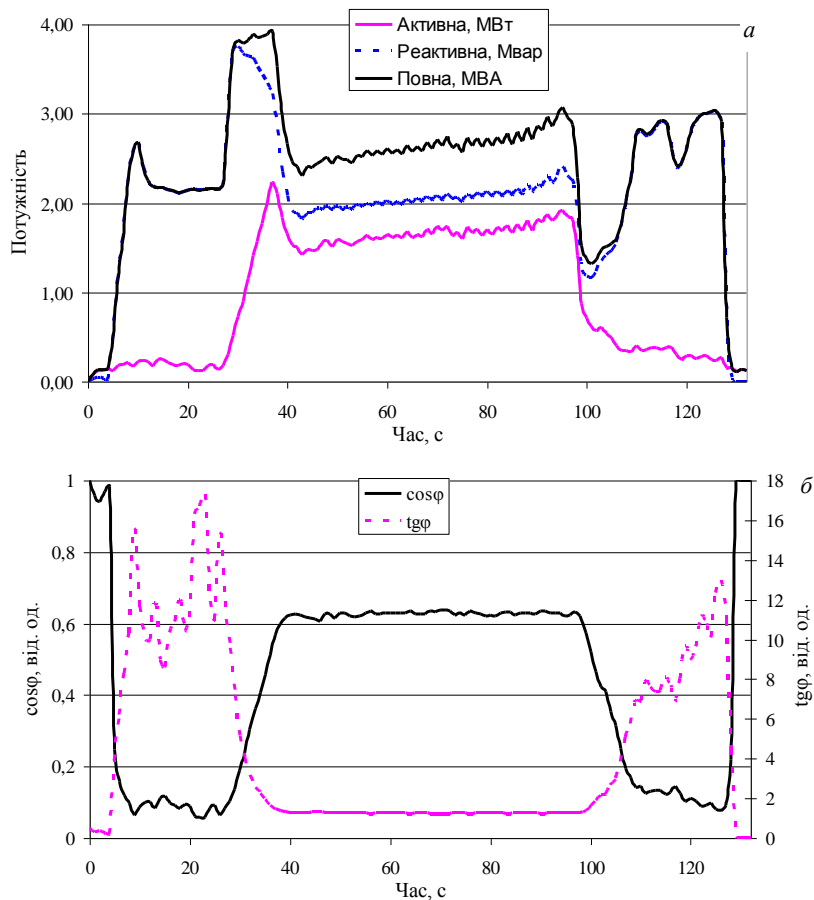


Рис. 1. Цикл роботи вугільного підйому із системою ЕКТЦ на базі ДПС без застосування ФКП у зміні складових (а) та коефіцієнтів (б) потужності

Таблиця 1

Цикл роботи вугільного підйому із системою ЕКТЦ без застосування ФКП

№	Періоди циклу підйому (у дужках вказані часові інтервали періодів, с)	$\cos \varphi_{av}$	$\operatorname{tg} \varphi_{av}$
1	Вихід скіпа із розвантажувального пристрою (0–27)	0,253	9,358
2	Прискорення (28–39)	0,375	3,477
3	Рух з постійною швидкістю (40–96)	0,627	1,241
4	Гальмування (97–108)	0,411	2,679
5	Вхід скіпа у розвантажувальний пристрій. Розвантаження / завантаження (109–130)	0,2	8,0
6	Усього за цикл без паузи (0–130)	0,433	4,448

Форма кривих зміни потужностей (рис. 1) свідчить, що значне споживання її реактивної складової спостерігається в періоди несталого руху скіпа, тобто в процесі його розгону, гальмування й руху у розвантажувальному пристрої. У цей час величина споживаної реактивної потужності в 1,5 – 2 рази і більше перевищує активну. В процесі сталого руху скіпа стрибків споживання реактивного навантаження не відбувається, і його величина порівняна з активним. Це підтверджує тезу про те, що "глибоке" регулювання технологічних параметрів за допомогою напівпровідникових перетворювачів суттєво знижує величину коефіцієнта потужності.

У системах регульованих електроприводів з міркувань забезпечення сталої роботи інвертора діапазон зміни кута регулювання тиристорів складає 30 – 150 електричних градусів. При цьому коефіцієнт потужності змінюється у діапазоні від майже одиниці (при мінімальному куті керування) до нуля (при мінімальній швидкості), тобто найбільш несприятливими з точки зору споживання реактивної потужності є режими розгону та гальмування приводів (періоди мінімальних швидкостей), оскільки при цьому з мережі споживається максимальний струм індуктивного характеру [5].

За умови несинусоїдальності напруги й струму в електричній мережі (що спостерігається при роботі систем регульованого електропривода на базі НП) компенсація реактивної потужності за допомогою найбільш розповсюджених батарей статичних конденсаторів значно ускладнюється або взагалі виявляється неможливою. Це пов'язано з декількома основними факторами. По-перше, батареї конденсаторів можуть довгий час працювати при перевантаженні струмами вищих гармонік, які не перевищують 30 %, та підвищених до 10 % напрузі. Однак опір саме конденсаторів значно зменшується зі зростанням частоти, тому у цих умовах термін їхньої роботи скорочується (особливо це стосується батарей, що приєднуються до мережі безпосередньо, тобто без захисних реакторів). По-друге, значення ємності конденсаторів та індуктивності електричної мережі можуть спровокувати в системі електропостачання режим, близький до резонансу струмів на частоті будь-якої з гармонік. Звичайно, що такий режим спричиняє перевантаження батарей конденсаторів та вихід їх із ладу. По-третє, різкозмінний режим споживання реактивної потужності (короткотривалі стрибки і провали, див. рис. 1) при застосуванні систем електропривода на базі НП робить неефективним використання нерегульованих або ступенево регульованих конденсаторних установок. Для таких умов необхідне впровадження фільтрокомпенсуювальних пристроїв, величина генерованої реактивної потужності яких регулюється в масштабі реального часу.

Одне з найбільш ефективних рішень з підвищення якості електроенергії в мережах з нелінійним навантаженням – використання регульованого ФКП, структурна схема якого наведена на рис. 2. Пристрій складається з фільтра n -ї гармоніки (або гармонік), індуктивність L_ϕ та ємність C_ϕ якого налаштовуються на відповідну частоту. Ємність забезпечує також постійну компенсацію реактивної потужності. Пристрій декомпенсації, що складається з дроселів L_o та тиристорних груп $ТГ$, "забирає" в себе надлишки реактивної потужності при перекомпенсації, обсяг якої визначається за допомогою вимірювальних трансформаторів напруги $ТН$ та струму $ТС$. Система керування ФКП, окрім загальновідомих функцій регулює кут відкриття тиристорів, який тим більше, чим більше обсяг перекомпенсації реактивної потужності.

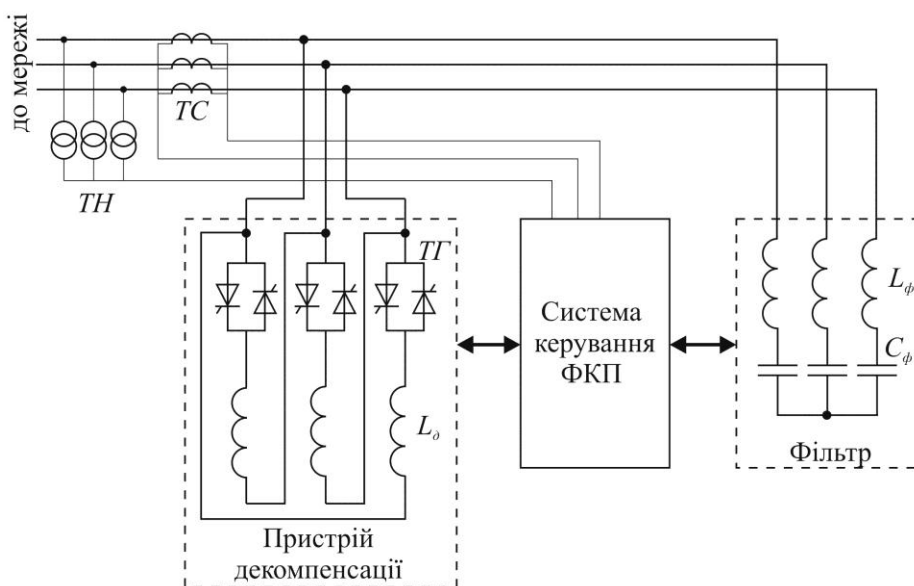


Рис. 2. Структурна схема регульованого ФКП

Регульований ФКП забезпечує зменшення несинусоїдальності кривих напруги та струму за рахунок фільтрації відповідних гармонік, а також підтримує на постійно високому рівні (близькому до одиниці) значення коефіцієнта потужності на шинах підстанції, до якої він приєднується. Як приклад ефективності застосування регульованих ФКП, на рис. 3 розглянуто експериментально отримані криві споживання активної P , реактивної Q та повної S потужностей за цикл роботи тієї самої підйомної установки, що й для рис. 1, однак при одночасній роботі регульованого ФКП. Ми бачимо, що у цьому разі величина коефіцієнта потужності значно підвищується для будь-якого періоду циклу підйому (табл. 2).

Висновки

Отже, величина потенціалу зниження величини витрати електроенергії при використанні систем регульованого електропривода залежить від необхідного (або наявного) діапазону регулювання продуктивності технологічної установки. При наближенні фактичних регульованих параметрів установки до номінальних енергетична ефективність застосування систем регульованого електропривода щодо зниження величини витрати електроенергії зменшується, а при їх рівності й зовсім зникає. Водночас при "глибоко-

му" регулюванні значно зростає споживання реактивної потужності та спотворюється синусоїдальна форма кривих напруги та струму в електричній мережі.

У цьому контексті проблема підвищення якості електроенергії в електричних мережах з нелінійним навантаженням, що дуже гостро постає останнім часом унаслідок широкого впровадження НП, потребує комплексного вирішення як з боку зниження несинусоїдальності, так і з боку компенсації реактивної потужності. При цьому одним з найбільш ефективних способів вирішення цієї проблеми є застосування регульованих ФКП, налаштованих на частоти, що генеруються системами електропривода на базі НП.

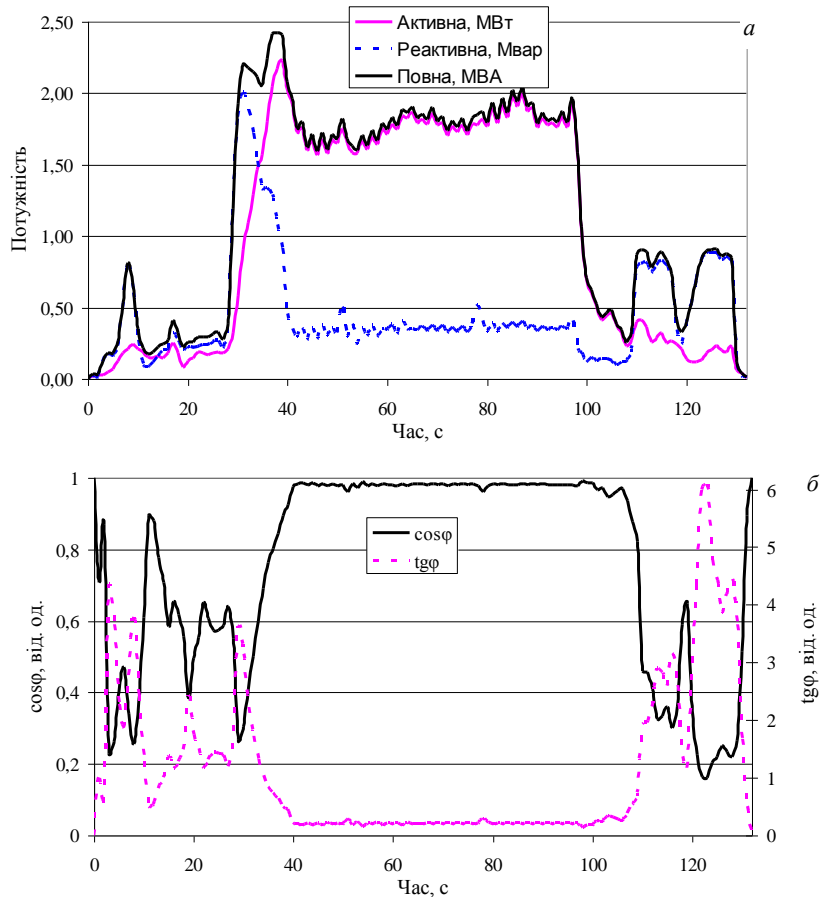


Рис. 3. Цикл роботи вугільного підйому з системою ЕКТЦ на базі ДПС при застосуванні ФКП у зміні складових (а) та коефіцієнтів (б) потужності

Таблиця 2

Цикл роботи вугільного підйому з системою ЕКТЦ при застосуванні ФКП

№	Періоди циклу (у дужках вказані часові інтервали періодів, с)	$\cos \varphi_{av}$	$\operatorname{tg} \varphi_{av}$
1	Вихід скіпа із розвантажувального пристрою (0–27)	0,581	1,633
2	Прискорення (28–40)	0,656	1,378
3	Рух з постійною швидкістю (41–98)	0,980	0,200
4	Гальмування (99–109)	0,944	0,331
5	Вхід скіпа у розвантажувальний пристрій. Розвантаження / завантаження (110–132)	0,389	3,014
6	Усього за цикл без паузи (0–132)	0,759	1,114

Список літератури

- Браславский И.Я. Энергосберегающий асинхронный электропривод: учеб. пособ. / И.Я. Браславский, З.Ш. Шматов, В.Н. Поляков; под ред. И.Я. Браславского. – М.: АСАДЕМА, 2004. – 202 с.
- Півняк Г.Г. Сучасні частотно-регульовані асинхронні електроприводи з широтно-імпульсною модуляцією: монографія / Г.Г. Півняк, О.В. Волков. – Д.: НГУ, 2006. – 470 с.

3. Автоматизований електропривід машин і установок шахт і рудників: навч. посіб. / К.М. Маренич [та ін.] – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – 245 с.
4. Електрообладнання технологічних установок гірничих підприємств: підручник / К.М. Маренич, В.В. Калінін, Ю.В. Товстик, І.Я. Лізан, В.В. Коломієць. – Донецьк: ДонНТУ, 2009. – 372 с.
5. Справочник энергетика угольной шахты / В.С. Дзюбан, И.Г. Ширнин, Б.Н. Ванеев, В.М. Гостищев; под общ. ред. Б.Н. Ванеева. – Донецк: Юго-Восток, 2001. – 2 т.

Рекомендовано до друку: к-том техн. наук, проф. Івановим О.Б.

УДК 621.311.004

А. А. Колб, канд. техн. наук

(Україна, Днепр, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

АНАЛИЗ КОМПОНОВКИ ГИБРИДНЫХ ФИЛЬТРОВ

Анотація *Выполнен анализ компоновки и управления гибридными фильтрами, представляющими собой комбинации пассивного фильтра и активного фильтра. Применение гибридных фильтров позволяет существенно снизить требования по току и напряжению к активному фильтру в составе гибридного. Получены выражения для оценки соотношения установленных мощностей силового активного компенсатора и активного фильтра в составе гибридного.*

Ключевые слова: *активный фильтр, гибридный фильтр.*

Анотація *Виконано аналіз компоновання і керування гібридними фільтрами, що представляють собою комбінації пасивного фільтра й активного фільтра. Застосування гібридних фільтрів дозволяє суттєво знизити вимоги по струму й напрузі до активного фільтра в складі гібридного. Отримані вирази для оцінки співвідношення встановлених потужностей силового активного компенсатора й активного фільтра в складі гібридного.*

Ключові слова: *активний фільтр, гібридний фільтр.*

Abstract *The analysis of build and management of hybrid filter, which is a combination of passive filters and active filters. The use of hybrid filters can significantly reduce the requirements for voltage and current to the active filter in the hybrid. The expressions for estimating the relation installed capacities of power active compensator and an active filter in the hybrid is obtained.*

Keywords: *active filter, hybrid filter.*

Актуальность работы. Современный этап развития электротехнических комплексов характеризуется увеличением числа установленной мощности нелинейных и несимметричных потребителей (в том числе и однофазных) с напряженными динамическими режимами работы. Широкое использование таких потребителей вызывает несинусоидальность и асимметрию напряжений и токов в сети, колебания и отклонения напряжения, что снижает эффективность передачи и использования электроэнергии. Установлено [1] что срок службы двигателей переменного тока при несимметрии напряжения в 4% и номинальной нагрузке сокращается в два раза. Тенденция развития преобразовательной техники такова, что доля высших гармоник будет непрерывно увеличиваться.

Одним из традиционных способов повышения коэффициента мощности и подавления высших гармоник является применение фильтрокомпенсирующих устройств (ФКУ), настроенных в резонанс на частоты дополнительных гармоник. Эффективность их применения ограничена рядом существенных недостатков [1,2]. Вследствие технологических, временных и температурных отклонений параметров реактивных элементов фильтра практически невозможна их точная настройка в резонанс, что снижает эффективность фильтрации высших гармоник. Кроме того, вследствие возникновения резонансных явлений и негативного влияния ФКУ на переходные процессы возникают перенапряжения в системах электроснабжения. При сложном характере амплитудного спектра гармоник, когда появляются дробные гармоники, применение ФКУ становится неэффективным [1].

Развитие преобразовательной техники и микропроцессорных систем управления позволяет создать принципиально новые и более эффективные методы и средства нормализации традиционных показателей качества электроэнергии с помощью силовых активных компенсаторов (САК) на основе АИН с ШИМ [3-5]. Такие фильтры (рис. 1,а), управляемые с использованием метода $I_x, I_y, (I_x, I_y)$ теории мгновен-

венной мощности, позволяют с высоким быстродействием и точностью компенсировать неактивные составляющие полной мощности [3-5]. Широкое применение САК (рис. 1,а) ограничивается их высокой стоимостью, обусловленной большой установленной мощностью, соизмеримой с полной реактивной мощностью, подлежащей компенсации.

Целью работы является анализ компоновки и управления гибридными фильтрами, представляющими собой комбинации пассивного фильтра (ПФ) и активного (АФ).

Материалы и результаты исследования. Схемы параллельного подключения АФ дросселю ПФ представлены на рис. 1, в, г [6]. Следует добавить, что активный фильтр может быть подключен параллельно или последовательно дросселю с помощью трансформатора, в том числе и на высокой стороне. Совместное использование пассивных и активных фильтров в составе гибридного фильтра (рис. 1, в) позволяет существенно (в несколько раз) снизить установленную мощность АФ в сравнении с САК в схеме рис. 1, б.

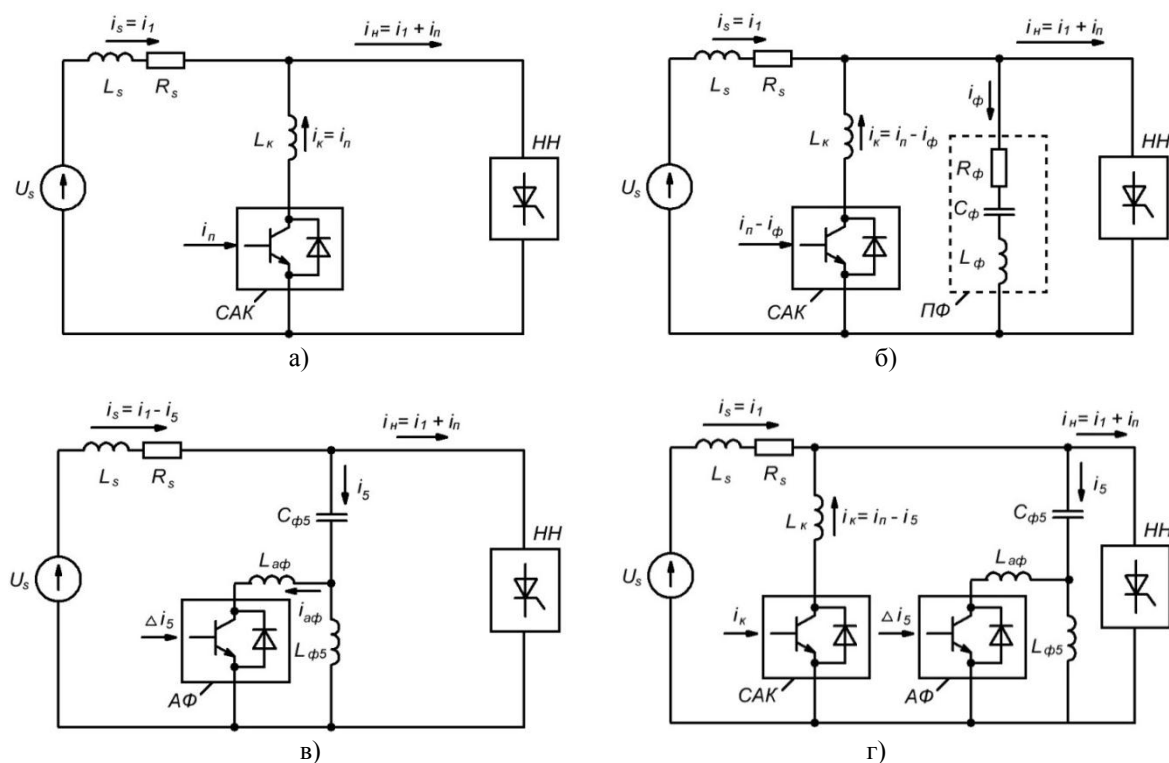


Рис. 1 Однофазные схемы подключения силового активного компенсатора (САК) (а, б) и гибридных фильтров (в, г)

Активный фильтр в составе гибридного позволяет не только корректировать резонансную частоту ПФ, но и регулировать его добротность в широких пределах, компенсируя падение напряжения на его активном сопротивлении. В результате этого повышается степень фильтрации гармоник на частоте настройки ПФ.

В случае необходимости фильтрации всего спектра гармоник и компенсации реактивной мощности сдвига первых гармоник и несимметрии нагрузки перспективной является схема рис. 1, г. В этой схеме один или два ПФ настраиваются на доминирующие в спектре гармоники, например, пятую и седьмую. Параллельно дросселю каждого ПФ подключается АФ, образуя гибридный фильтр для каждой из гармоник, компенсирующий неточность настройки ПФ.

Параметры реактивных элементов ПФ определяются не только из условия фильтрации соответствующей гармоники, но и компенсации расчетного (заданного) значения реактивной мощности. При этом в случае отклонения реактивной мощности от расчетной происходит недокомпенсация или перекомпенсация. Поэтому для полной фильтрации оставшегося спектра гармоник и компенсации реактивной мощности, отличной от расчетной, в схеме рис. 1, г используется САК, с помощью которого можно также решить и ряд других задач, например, симметрирование трехфазной нагрузки, стабилизацию напряжения и др. [4, 5]. Это позволяет полностью компенсировать все неактивные составляющие полной мощности и обеспечить синусоидальность тока и напряжения, что снижает дополнительные потери, увеличивает пропускную способность линий и срок службы изоляции, улучшается электромагнитная совместимость с другими потребителями.

В случае несинусоидального и несимметричного напряжения сети и наличии нелинейных потребителей перспективным является последовательно-параллельное объединение активных фильтров напряжения и тока (рис.2). Наличие трансформатора в последовательном фильтре напряжения позволяет объединить их цепи в звене постоянного тока общим конденсатором C_d . Это дает возможность применить такую же комбинацию фильтров и на высокой стороне (рис. 2). На низкой стороне необходимость применения трансформатора Tr в схеме рис. 2 отпадает. Способ формирования управляющих сигналов определяет быстродействие и точность компенсации неактивных составляющих полной мощности в статических и динамических режимах. Применение обобщенных (пространственных) векторов напряжения и тока в синхронно вращающейся системе координат x,y , ориентированной по напряжению сети отфильтрованного от высших гармоник с помощью последовательного активного фильтра напряжения, позволяет с высокой точностью выделить и непрерывно контролировать мгновенные значения неактивных составляющих полной мощности. Применение релейных регуляторов тока с гистерезисом, охваченных обратной связью, обеспечивает при заданных энергетических ограничениях предельно возможные быстродействие и высокую точность САК [4, 5]. Для реализации метода ШИМ необходимо управляющие сигналы, пропорциональные неактивным составляющим тока, подлежащим компенсации, проинтегрировать и использовать в качестве модулирующего напряжения.

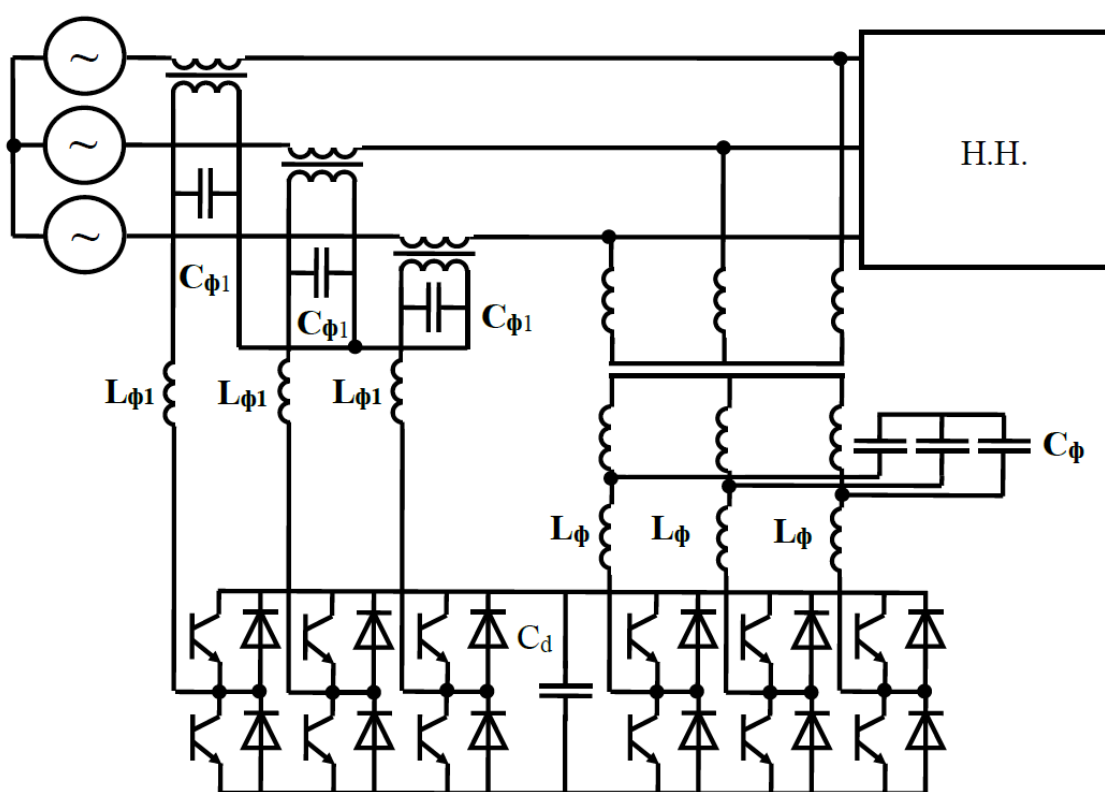


Рис. 2. Совместное подключение последовательного и параллельного активных фильтров

Вьясним влияние отклонения параметров реактивных элементов пассивного фильтра на форму резонансной кривой $I = f(\Delta x)$ при $\omega = \omega_0 = const$, где Δx – отклонение сопротивления резонансного контура. Обозначим $L=L_0$, $C=C_0$ при резонансной частоте ω_0 и преобразуем выражение полного сопротивления резонансного контура

$$Z = \sqrt{R^2 + \left(\omega_0 L - \frac{1}{\omega_0 C}\right)^2} = \sqrt{R^2 + \left[L_0 \omega_0 \left(\frac{L}{L_0} - \frac{C_0}{C}\right)\right]^2} = R \sqrt{1 + Q^2 \left(\frac{L}{L_0} - \frac{C_0}{C}\right)^2} = R \sqrt{1 + Q^2 \Delta x^{*2}}, \quad (1)$$

где $(L/L_0 - C_0/C)^2 = \Delta x^2/x_0^2 = \Delta x^{*2}$ – квадрат относительного отклонения сопротивления контура от резонансного; $x_0 = \omega_0 L_0 = 1/\omega_0 C_0$ – резонансное сопротивление реактивных элементов цепи, Q – добротность контура.

На основании (1) можно определить ток в контуре LC при отклонении сопротивлений его элементов на величину Δx

$$I = \frac{U}{Z} = \frac{U}{R\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}} = \frac{I_0}{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}}, \quad (2)$$

где $I_0 = U/R$ - действующее значение тока соответствующей гармоники при резонансе.

Разность токов $I_0 - I = I_f$ определяет ток, который должен генерировать САК в схеме рис. 1, б, включенный параллельно нелинейной нагрузке для полной фильтрации соответствующей гармоники, т.е.

$$I_f = I_0 - I = \frac{I_0(\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}} - 1)}{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}}. \quad (3)$$

Разность падений напряжений на реактивных элементах резонансного контура при отклонении их сопротивлений на величину Δx составит при этом с учетом (2)

$$\Delta U = I\Delta x = I\Delta x^* x_0 = \frac{I_0\Delta x^* x_0}{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}}. \quad (4)$$

Для того чтобы снова вернуть контур в режим резонанса необходимо в системах с гибридными фильтрами, в которых активный фильтр подключен параллельно дросселю, изменить с его помощью ток дросселя на величину

$$I_g = \frac{\Delta U}{x_0 \pm \Delta x} = \frac{I_0\Delta x^* x_0}{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}(x_0 \pm \Delta x)} \quad (5)$$

Для оценки установленной мощности активного фильтра в системе гибридного можно с учетом колебаний сопротивления $\pm \Delta x$ использовать среднее значение тока АФ

$$I_{g.sr} = \frac{I_0\Delta x^*}{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}}}. \quad (6)$$

На основании (3) и (6) отклонение токов САК и активного фильтра в составе гибридного определяется как

$$\frac{I_f}{I_{g.sr}} = \frac{\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}} - 1}{\Delta x^*}. \quad (7)$$

Соотношение установленных мощностей САК и АФ в составе гибридного с учетом (7) можно приблизительно оценить, как

$$\frac{P_f}{P_g} = \frac{U_{d.f}(\sqrt{1+Q^2\Delta x^{*2}} - 1)}{U_{d.g}\Delta x^*},$$

где $U_{d.f}, U_{d.g}$ - соответственно напряжения в звене постоянного тока САК и гибридного, отношение которых равно приблизительно двум.

Так, например, при $Q=10$ и $\Delta x=0,1$ отношение мощностей равно восьми, а с ростом Q заметно растет. Поэтому применение гибридных фильтров позволяет существенно снизить требования по току и напряжению к активному фильтру в составе гибридного.

Выводы.

1. Гибридные фильтры на основе пассивного фильтра и активного фильтра, включенного последовательно дросселю, позволяют автоматически корректировать резонансную частоту и добротность контура и тем самым повысить степень фильтрации гармоник на частоте резонанса.
2. Гибридные фильтры позволяют в несколько раз снизить требования по току и напряжению активного фильтра, включенного параллельно дросселю пассивного фильтра.

Список использованных источников

1. Жежеленко В.И. Высшие гармоники в системах электроснабжения предприятий. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 331 с.
2. Розанов Ю.К., Рябчицкий М.В., Кваснюк А.А. Современные методы регулирования качества электроэнергии средствами силовой электроники // Электротехника. – 1999. - №4. – С. 28-32.
3. Волков А.В. Анализ электромагнитных процессов и совершенствование регулирования активного фильтра // Электротехника. – 2002. - №12. – С. 40-48.
4. Колб А.А. Система автоматического регулирования качества электроэнергии на основе полностью управляемых инверторов с релейно-векторным управлением // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2004. – Вип. 2/2004 (25). – С. 37-41.
5. Колб А.А. Система группового питания электроприводов с емкостными накопителями и силовыми активными компенсаторами // Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета (технические науки). Тематический выпуск "Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика". – Днепродзержинск: ДГТУ. – 2007. – С. 119-121.
6. Розанов Ю.К., Гринберг Р.П. Гибридные фильтры для снижения несинусоидальности тока и напряжения в системах электроснабжения // Электротехника. – 2010. - №6. – С. 55-60.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.

УДК 621.311

*А.В. Рухлов, канд. техн. наук, С.В. Кобилянський
(Україна, Дніпро, Державний ВНЗ "Національний гірничий університет")*

**ПРО НЕРІВНОМІРНІСТЬ ГРАФІКА ЕЛЕКТРИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
ЕНЕРГОСИСТЕМИ УКРАЇНИ**

Анотація Наведено та проаналізовано добовий графік електричних навантажень та поточний стан енергосистеми України з точки зору забезпечення нерівномірності електроспоживання. Встановлено, що наявні генеруючі джерела фактично знаходяться на стадії вичерпання фізичних можливостей для забезпечення добового регулювання навантаження та раціональних режимів роботи електростанцій. Запропоновано модернізацію теплових енергоблоків та впровадження децентралізованих високоманеврених потужностей у регіональних центрах електричних навантажень.

Ключові слова: графік електричних навантажень, електричні навантаження, електростанції

Аннотация Приведены и проанализированы суточный график электрических нагрузок и текущее состояние энергосистемы Украины с точки зрения обеспечения неравномерности электропотребления. Установлено, что имеющиеся генерирующие источники фактически находятся на стадии исчерпания физических возможностей для обеспечения суточного регулирования нагрузки и рациональных режимов работы электростанций. Предложена модернизация тепловых энергоблоков и внедрение децентрализованных высокоманевренных мощностей в региональных центрах электрических нагрузок.

Ключевые слова: график электрических нагрузок, электрические нагрузки, электростанции

Abstract The day's diagram of electric loading and current state of Ukraine's power system from view point of providing of electro-consumption unevenness are resulted and analysed. It is determine, that present generating sources actually are on the stage of exhausting of physical possibilities for providing of day's loading adjusting and rational operating modes of power-stations. The modernization of thermal power units and introduction of the decentralized high-manoeuvre powers in the regional centers of electric loading is offered.

Keywords: schedule power loads, power load, power station

Вступ. Енергетика – основа розвитку національної економіки. Вона забезпечує технологічні процеси в промисловості, дає тепло і світло людям. Це сукупність галузей, що охоплює паливну промисловість та електроенергетику з їх підприємствами, комунікаціями, системами управління, науково-дослідною базою. Підприємства енергетики розробляють, освоюють, переробляють та транспортують енергоносії, виробляють та передають електроенергію і тепло. Більшість виробничих об'єктів системи знаходяться під контролем одних і тих самих угруповань капіталу. У світовому господарстві це великі транснаціональні корпорації. Тому цілий ряд питань безпосередньо пов'язаний з вирішенням проблем енергетики [1].

Постанова проблеми. Одним із проблемних питань функціонування систем енергопостачання є нерівномірність графіка навантаження. Проблема покриття нерівномірності графіків електричного навантаження характерна для будь-якої енергосистеми світу. Постійно зростаюча нерівномірність споживання електроенергії в часі, що досягає в ряді енергосистем протягом доби 40–45%, а також можливість частих скидів навантаження при великій протяжності ліній електропередачі вимагають від енергоблоків, у тому числі найбільш потужних і економічних, активної участі в оперативному і аварійному регулюванні частоти та потужності енергосистеми. У зв'язку з цим при виробництві електроенергії відбувається перевитрата палива, а також прискорюється знос генеруючих потужностей [2].

Мета роботи – аналіз нерівномірності графіка електричних навантажень енергосистеми України та можливі варіанти вирішення цієї проблеми.

Основна частина. Загальна встановлена потужність електричних станцій України на кінець 2015 року склала 55,1 ГВт, з яких 62,2 % припадає на теплові електростанції (ТЕС), теплоелектроцентралі (ТЕЦ), блок-станції, 25,1 % – на атомні електростанції (АЕС), 10,6 % – на гідроелектростанції (ГЕС) і гідроаккумуляуючі електростанції (ГАЕС), 2,1 % – на електростанції, що працюють на альтернативних джерелах енергії (ВЕС, СЕС, енергія біомаси). Структура генеруючих потужностей наведена у таблиці.

Згідно з "Енергетичною стратегією України на період до 2030 р." (редакція 2015 р.) та "Планом розвитку Об'єднаної енергетичної системи України на наступні десять років" (редакція 2015 р.) станом на кінець 2014 року більша частина генеруючих активів та магістральних і міждержавних електричних мереж зношена та неефективна:

- 83 % енергоблоків ТЕС і ТЕЦ відпрацювали більше 200 тис. годин (граничний ресурс), є фізично зношеними й морально застарілими та потребують модернізації або заміни. Зношеність устаткування призводить до перевитрат палива, зменшення робочої потужності та погіршення екологічних показників;
- енергоблоки АЕС наближаються до закінчення строку проектної експлуатації: понад 70 % атомних блоків потребуватимуть продовження строку експлуатації у найближчі 10 років;
- баланс потужності Об'єднаної енергосистеми (ОЕС) України характеризується дефіцитом маневрених і регулюючих потужностей; частка ГЕС і ГАЕС, які забезпечують основний обсяг маневрених потужностей, у загальному балансі складає близько 10 %. В результаті блоки ТЕС і ТЕЦ, спроектовані для роботи в базовому режимі, використовуються для підтримки змінної частини графіка навантаження;
- більше 90 % ліній електропередачі напругою 220 кВ і вище та 55 % основного обладнання підстанцій відпрацювали розрахунковий технічний ресурс (25 років), а 56 % ліній електропередач (ЛЕП) і 17 % підстанцій (ПС) експлуатуються понад 40 років.

Генеруючі потужності енергосистеми України

Найменування показника	Встановлена потужність на 01.01.2016 р.	
	МВт	%
Всього, у тому числі	55114,1	100,0
ТЕС ГК	27 700,0	62,2
ТЕЦ	3 140,1	
Блок-станції та інші джерела	3 459,2	
ГЕС	4 668,2	8,5
ГАЕС	1 185,5	2,1
АЕС	13 835,0	25,1
Електростанції на альтернативних джерелах енергії, всього, у тому числі	1 126,1	2,1
ВЕС	508,7	0,9
СЕС	582,0	1,1
ЕС на біопаливі	35,4	0,1

Структура генеруючих потужностей ОЕС України з точки зору забезпечення ефективного регулювання добового споживання в енергосистемі є неоптимальною та не відповідає необхідним співвідношенням базових і пікових потужностей:

- значна частка АЕС, які згідно з технологічним регламентом їх експлуатації працюють в базовому режимі (від 55 до 40 % в покритті зимового мінімуму і максимуму навантажень);
- зниження маневреності енергоблоків ТЕС, які працюють на твердому паливі (знос і старіння обладнання, погіршення якості палива);
- діапазон регулювання ТЕЦ, обумовлений режимом теплоспоживання, становить не більше 20 %;
- прискорений розвиток генеруючих потужностей, що виробляють електроенергію з використанням альтернативних джерел (різко змінний графік роботи).

Добові графіки споживання і покриття ОЕС України для різних періодів року характеризуються значною нерівномірністю (в основному – за рахунок приросту побутового і комунального електроспоживання), яка має щорічну тенденцію до зростання (див. рисунок). Аналіз графіків електричного навантаження (ГЕН) енергосистеми України для різних пор року дозволяє стверджувати, що лівова частина маневреної складової, величина якої варіюється від 4 – 5 (улітку) до 6 – 8 ГВт потужності (взимку), покривається твердопаливними енергоблоками ТЕС, які розраховані для роботи у базовій частині ГЕН [3].

Використання маневрених можливостей газомазутних енергоблоків 300 – 800 МВт, що мають потенційно високий регулюючий діапазон (до 50 %), ускладнене через високу ціну на газ і мазут, тому ці блоки більшу частину часу перебувають у простої або працюють на технічному мінімумі і не беруть участі в регулюванні графіка навантаження.

У цих умовах основний тягар регулювання графіка навантаження припадає на вугільні блоки 150 – 200 – 300 МВт. Внаслідок низької якості вугілля та технічних обмежень (у першу чергу через технічне зношення), фактичний регулювальний діапазон вугільних блоків становить до 20 – 25 % при проектному 30 – 40 %. У зв'язку з несприятливою структурою потужності (низька питома вага маневреної потужності, обмеження регулювального діапазону ТЕС) в енергосистемі практикуються щодобові зупинки 7 – 10 блоків на період нічного зниження навантаження з наступними їх пусками до ранкового/вечірнього максимуму навантаження. Такі режими призводять до додаткового спрацювання ресурсу устаткування, підвищеної аварійності та перевитрат палива.

У весняно-літній період з урахуванням вищезазначених факторів, а також базисного режиму ГЕС у паводковий період, до щодобових зупинок-пусків залучається ще більша кількість енергоблоків ТЕС.

Нерівномірність графіка електроспоживання призводить до значних додаткових витрат палива на ТЕС. Наприклад, питома витрата палива на вироблення 1 кВт·год електроенергії в години максимуму становить 600 г, а в години нічного провалу – 300. Приріст питомої витрати палива через пускові втрати досягає 21 г/кВт·год, а при збільшенні кількості пусків і зменшенні часу використання до 2000 год. – зростає до 41 г/кВт·год. При навантаженнях 50 % від номінальних витрати палива збільшуються на 16 – 26 г/кВт·год. Усі ці дані підтверджують недоцільність використання ТЕС у маневреному режимі.

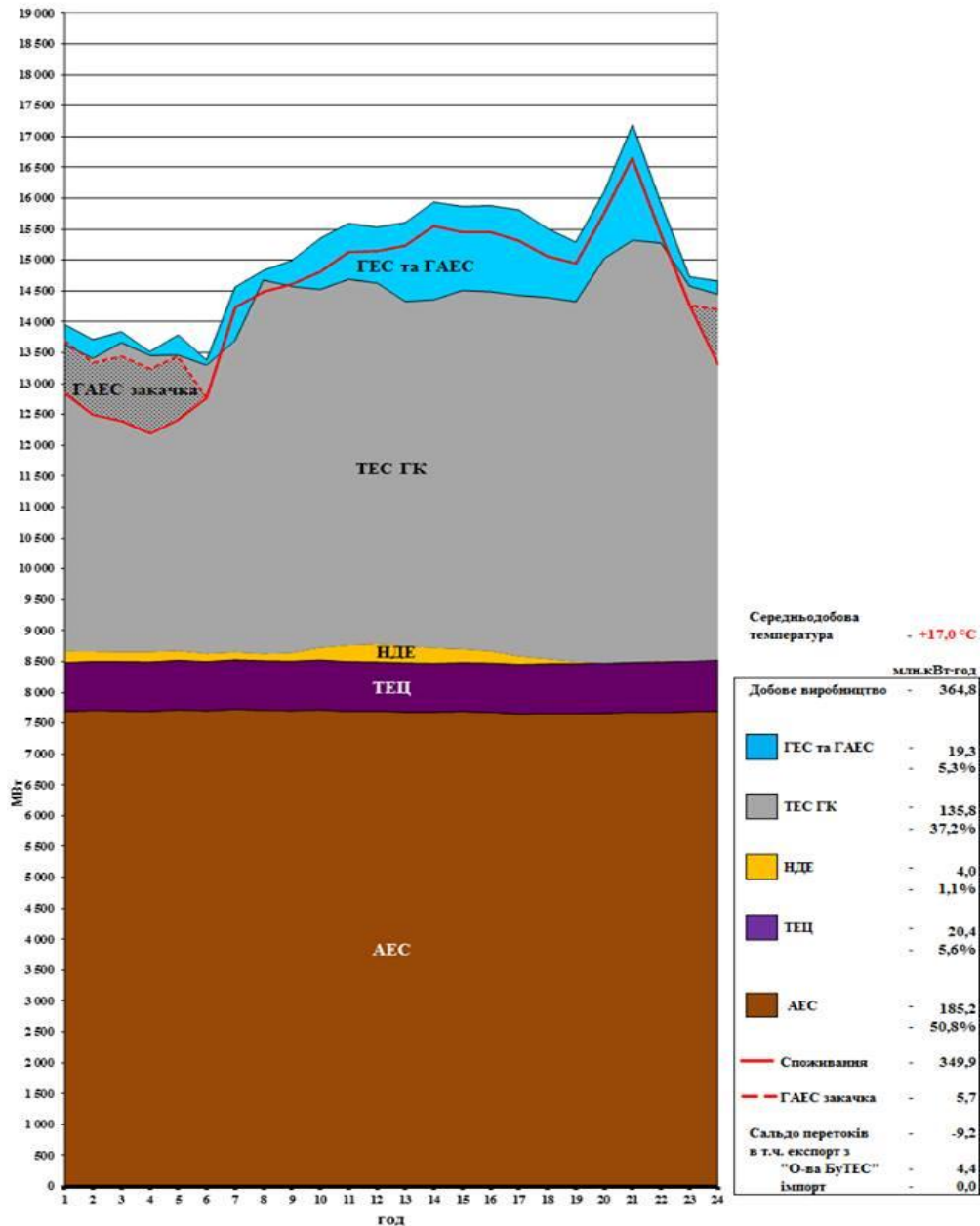
Режими нерівномірного навантаження вкрай не вигідні як у енергетичному, так і в економічному відношенні, до того ж призводять до додаткових екологічно шкідливих викидів. Загалом структура генеруючих потужностей ОЕС України протягом тривалого періоду часу визначається як несприятливою для регулювання графіка навантаження, оскільки не відповідає тим співвідношенням базових та пікових потужностей, які необхідні для забезпечення регулювання частоти та графіків зовнішніх перетоків.

До теперішнього часу не вирішена проблема ефективно вигідного об'єднання централізованих та децентралізованих систем генерації енергії великих та малих за потужністю джерел, що працюють на різних видах палива та відповідають закономірностям формування графіків електричного навантаження на регіональному рівні. Під регіональним рівнем слід розуміти формування нерівномірного ГЕН ОЕС України за рахунок узагальнення регіональних режимів електроспоживання [4].

Одним із способів вирішення проблеми нерівномірності графіка навантаження є акумуляція надлишків енергії, що виробляється під час нічного провалу, з подальшим використанням під час максимуму навантаження. Існують різні типи акумуляторів енергії. В енергетиці найбільшого поширення набули акумулятори, що запасують механічну енергію (повітряні акумулятори, гідроакумуляуючі електростанції), а також теплові акумулятори. Разом з тим, потрібні пошуки нових нетрадиційних методів вирішення проблеми вирівнювання пікових і напівпікових навантажень. Безперечно, проблему покриття нерівномірності графіків електричного навантаження на рівні державного підходу можна вирішити таким чином:

- створенням оптимальної структури генеруючих потужностей енергосистеми;
- використанням перетоків із сусідніми енергосистемами;
- залученням споживачів до вирівнювання графіка навантаження енергосистеми за рахунок адміністративних (обмежувальних) і економічних (стимулюючих) заходів.

Зупинимося більш детально на можливих шляхах покриття і вирівнювання графіка навантаження енергосистеми. Головний закон функціонування будь-якої енергосистеми – безперервне забезпечення балансу попиту і пропозиції на електроенергію за рахунок оперативного покриття графіка навантаження



Добовий ГЕН енергосистеми України за 1 вересня 2016 р

відповідним виробленням електроенергії на генеруючих джерелах з гарантованою поставкою її у вузли споживання. У разі порушення цього закону в енергосистемі змінюються частота мережі змінного струму і розрахункові рівні напруги, що може призвести до масових відключень споживачів або виходу з ладу генеруючого, транспортуючого і розподільного обладнання та електроустановок споживачів.

Ефект від можливого вирівнювання графіка навантаження може і повинен отримувати кожен з трьох учасників цього процесу: держава, енергосистема і споживачі. У зв'язку з цим вирівнювання графіка навантаження енергосистеми не може бути випадковим процесом, а вимагає проведення цілеспрямованих заходів з відповідним матеріальним і фінансовим забезпеченням.

Перспективно використання з цією метою споживачів-регуляторів (СР), які здатні до обмеження або перенесення частини свого електричного навантаження з одних годин доби на інші (при добовому регулюванні) або з робочих днів на вихідні (при тижневому регулюванні). Усі СР умовно можна поділити на дві групи: перша, що є частиною енергосистеми і реалізує об'єднану функцію вироблення-споживання електроенергії; друга, що складає групу СР, які знаходяться поза енергосистемою і використовують електроенергію у власних цілях.

До першої групи СР слід віднести акумулюючі електростанції, в першу чергу ГАЕС. Їх головна перевага полягає у споживанні електроенергії в години мінімального навантаження енергосистеми. За ра-

хунок цього в рамках добового графіка навантаження досягається зменшення нічного провалу, знижується нерівномірність навантаження і відпадає необхідність у розвантаженні або зупинці великих блоків ТЕС у нічний час. До переваг можна також віднести їх високу маневрену генерацію в години максимального навантаження енергосистеми за рахунок раніше акумульованого енергоресурсу.

ГАЕС, на відміну від інших станцій, включаючи ТЕС і ГЕС, мають подвійний регулюючий ефект. Так, практично одна і та сама встановлена потужність (у режимі генерації і в насосному режимі) в одному випадку використовується для підвищення нічного провалу добового графіка навантаження (при роботі в режимі заряджання станції), а в іншому – для покриття піків (в режимі розряджання). Такі станції є одним з найефективніших інструментів вирівнювання та покриття добового графіка навантаження в енергосистемах, ККД яких становить 72–75 %. Одним з видів таких станцій є підземні гідроаккумуляуючі енергоблоки, що можуть споруджуватися на базі глибоких закритих або непродуктивних шахт [1, 2, 4].

Крім того, вельми ефективним є варіант спорудження потужних маневрених джерел енергії у регіональних центрах навантаження. Такі парогазові або газотурбінні установки мають працювати не тільки на природному газі, але й на синтез-газі, отриманому шляхом газифікації вугілля (у тому числі підземної), або газоповітряній суміші з підземних виробок після дегазації вугільних пластів.

Висновки

1. Генеруючі джерела фактично знаходяться на стадії вичерпання фізичних можливостей для забезпечення добового регулювання навантаження та раціональних режимів роботи електростанцій, тому вже найближчим часом необхідна їх реконструкція, а також введення нових високоманеврених потужностей.

2. З метою вирішення проблеми нерівномірності добового ГЕН та сталого функціонування енергосистеми пропонується впровадження децентралізованих джерел енергії (парогазових установок та інших). Такі джерела доцільно споруджувати в регіональних центрах нерівномірного навантаження, що буде сприяти зменшенню втрат електроенергії у магістральних та розподільних лініях живлення.

3. Ущільнення графіків електричних навантажень в добові, тижневі та сезонні інтервали є міжгалузеву проблемою, рішенням якої мають займатися три сторони: держава, енергосистема і споживачі. Це пов'язано з істотними інвестиціями (кредитними ресурсами) в енергетику та інші енергоємні галузі економіки, де є потенційні споживачі-регулятори вирівнювання навантаження.

Список літератури

1. Выравнивание графика электрической нагрузки энергосистемы [Електронний ресурс] / А. Гуртовцев, Е. Забелло. – Режим доступу: http://www.energetika.by/arch/~page_m21=10~news_m21=169.
2. Нерівномірність графіка навантаження енергосистеми і способи його вирішення [Електронний ресурс] / В.А. Маляренко, І.Д. Колотило, І.Є. Нечмоглод. – Режим доступу: <http://cyberleninka.ru/article/n/nerivnomirnist-grafika-navantazhennya-energosisitemi-i-sposobi-yogo-virivnyuvannya>.
3. Графіки добового електроспоживання. – Режим доступу: <http://ukrenergo.energy.gov.ua>.
4. Разумный Ю.Т. Аспекти вирішення проблеми нерівномірності споживання електричної енергії: моногр. / Ю.Т. Разумний, А.В. Рухлов; Мін-во освіти і науки, молоді та спорту України, Нац. гірн. ун-т. – Д.: НГУ, 2012. – 95 с.

Рекомендовано до друку: канд. техн. наук, доц. Ципленковим Д.В.

УДК 621.771.25

В.М. Куваєв д-р техн. наук, Д.О. Бешта
(Україна, Дніпро, Національний гірничий університет)

РОЗРОБКА ЕЛЕКТРОГІДРОПРИВОДА УКЛАДАЛЬНИКА МОТАЛКИ ДЛЯ ПРОЦЕСУ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

***Анотація** Розглянуто напрямки підвищення якості намотування прокату моталкою типу “Гаррета” шляхом модернізації існуючого гідроприводу укладальника.*

При розробці даної системи було запропоновано нові технічні рішення, а саме: заміна існуючого групового гідроприводу укладальників на індивідуальні електрогідроприводи. Здійснено регулювання швидкості переміщення укладальника за рахунок регулювання частоти обертання електропривода гідронасоса, який подає мастило в гідроциліндр переміщення укладальника.

Запропоновано й обґрунтовано технічні рішення плавного регулювання швидкості переміщення водила укладальника на основі застосування для цих цілей електрогідропривода.

Ключові слова: *намотування сортового прокату, електрогідропривід укладальника.*

Анотація *Рассмотрены направления повышения качества наматывания проката моталкой типа “Гаррета” путем модернизации существующего гидропривода укладчика.*

При разработке данной системы были предложены новые технические решения, а именно: замена группового гидропривода укладчиков на индивидуальные электрогидроприводы. Осуществлено регулирование скорости перемещения укладчика за счет регулирования частоты вращения электропривода гидронасоса, который подает масло в гидроцилиндр перемещения укладчика.

Предложены и обоснованы технические решения плавного регулирования скорости перемещения водила укладчика на основе применения электрогидропривода.

Ключевые слова: *наматывание сортового проката, электрогидропривод укладчика.*

Abstract *The article deals with the problems of improving the quality of the reel type of winding Garrett rolled the modernization of the existing stacker hydraulic drive to ensure smooth regulation of speed of movement of the sock stacker in a wide range of speeds.*

New technical solutions, namely the replacement of the existing group hydrodrive handlers to individual hydraulic drive electric stackers have been proposed in the development of this system. Implementation of the travel speed control Stacker by adjusting the rotational speed of the electric pump that delivers oil to the cylinder moving stacker.

Suggested and substantiated solution for the smooth control of travel speed stacker carrier by applying for these purposes electro-hydraulically.

Keywords: *coiling of long products, electro-hydraulic drive of stacker*

Вступ

Одним з найбільш перспективних напрямків зменшення втрат металу в машинобудуванні є використання як початкового матеріалу металопрокату, у вигляді мотків. Що відповідно дозволяє мінімізувати втрати прокату при його калібруванні і розкрої на заготовки для наступної металообробки.

У процесі намотування сортового прокату відбувається взаємодія електромеханічної системи безпосередньо моталки “Гаррета” – електромеханічної системи стола моталки й укладальника. Ця взаємодія визначає щільність намотування мотка, яка обговорюється замовником прокатної продукції.

Таким чином, дослідження і розробка науково-технічних рішень щодо керування електромеханічними системами, взаємодіючими при намотуванні сортового прокату на моталку типу “Гаррета”, є актуальною науковою задачею.

Постановка задачі

Проведені дослідження засвідчили, що для підвищення якості намотування прокату моталкою типу “Гаррета”, необхідно забезпечити погоджене керування кожним із механізмів моталки, насамперед, столом моталки (частотою його обертання) і укладальником (швидкістю його переміщення).

Відповідно до проекту фірми SKET (НДР) укладальники моталок мають гідравлічний привід, приєднаний до загальної гідросистеми ділянки моталок через відсічні клапани і дроселі з трипозиційним дискретним регулюванням прохідних перерізів, що перемикаються в процесі намотування прокату. Загальна гідросистема ділянки моталок, крім власне укладальників моталок, живить і механізми підняття столів моталок. Асинхронна робота всіх механізмів, які живляться від гідросистеми, призводить до суттєвих коливань тиску на вході регульованих дроселів укладальника, що унеможливорює плавне регулювання і стабілізацію лінійної швидкості пересування укладальника. Необхідна швидкість руху укладальника вираховується ручним налаштуванням прохідних перерізів дроселів. Таке налаштування – складне, трудомістке і призводить до додаткових простоїв при переході до прокатування нового профілерозміру, а, найчастіше, при прокатці поточного профілерозміру – до зміни щільності намотування відповідно до вимог поточного замовника.

Тому для реалізації запропонованих науково-технічних рішень необхідна заміна проектного гідроприводу укладальника на новий індивідуальний привід, що забезпечує стабільну швидкість переміщення укладальника і плавне її регулювання в широкому діапазоні значень.

Вирішення задачі

У технологічному режимі складання мотка комплекс механізмів моталки виконує строго встановлений ряд дій, коли відхід стола із заблокованого положення, а тим більше, обертання стола моталки / барабана моталки неприпустиме. Це такі дії: підняття барабана моталки з мотком у верхнє положен-

ня, утримання барабана у верхньому положенні, переміщення першої секції крокуючого транспортера під барабан моталки з мотком, переміщення барабана моталки вниз (знімання мотка на першу секцію крокуючого транспортера), «притискання» барабана моталки в нижнє положення, переміщення першої секції крокуючого транспортера з мотком від механізму моталки (складання мотка), розблокування стола моталки і його розкручування до швидкості обертання захоплення прокату столом.

Таким чином, формування завдань для електропривода стола моталки і приводу укладальника тісно пов'язано з поточним положенням механізмів моталки, а команди на пересування / блокування механізмів моталки – з поточним станом приводів моталки.

Але, найбільш важливим у цьому процесі є забезпечення потрібної щільності намотування прокату [1]

Відомо, що щільність намотування мотка χ_{nm} визначається відношенням діаметра прокату D_p до кроку між витками z_{mv} :

$$\chi_{nm} = \frac{D_p}{z_{mv}} \quad (1)$$

Для одержання необхідної щільності намотування необхідно узгодити лінійну швидкість руху укладальника V_{ukl} з частотою обертання приводу стола моталки так, щоб за одне обертання стола моталки, тобто за час:

$$\tau_{vtk} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{i_{rm}}{\omega_{dv_m}} \quad (2)$$

де ω_{dv_m} – поточна частота обертання двигуна моталки при якій, прокат перемістився на крок між витками, тобто необхідна швидкість руху укладальника:

$$V_{ukl} = \frac{z_{mv}}{\tau_{vtk}} \quad (3)$$

Тому, як впливає з виразів (1) – (3), навіть для одержання мотка з постійною щільністю намотування необхідно змінювати швидкість руху укладальника від шару до шару, так, щоб при зміні швидкості прокату

$$V_{ukl} = \frac{D_p}{\chi_{nm}} \cdot \frac{V_{p_m}}{2 \cdot \pi \cdot \left(R_{s_br} + \frac{D_p}{2} \cdot (2 \cdot n_{sl} - 1) \right)} \quad (4)$$

або, при зміні частоти обертання моталки

$$V_{ukl} = \frac{D_p}{\chi_{nm}} \cdot \frac{\omega_{dv_m}}{2 \cdot \pi \cdot i_{rm}} \quad (5)$$

Реалізація запропонованих у роботі науково-технічних рішень забезпечується електромеханічними системами керування ділянками моталок за умови модернізації існуючого гідроприводу укладальника з метою плавного регулювання швидкості переміщення “носки” укладальника в широкому діапазоні значень. Тому при розробці даної системи були запропоновані нові технічні рішення, а саме: заміна існуючого групового гідроприводу укладальників на індивідуальні електрогідроприводи. Регулювання швидкості переміщення укладальника здійснюється за рахунок регулювання частоти обертання електропривода гідронасоса, який подає мастило в гідроциліндр переміщення укладальника.

Для забезпечення плавного дистанційного регулювання швидкості переміщення укладальника був запропонований електрогідропривід, загальна структурна схема якого наведено на рис. 1.

Плавне регулювання швидкості переміщення укладальника досягається за рахунок використання на гідростанції шестерінчастого насоса, який обертається за допомогою регульованого асинхронного приводу, що живиться від перетворювача частоти. Завдання щодо частоти обертання надходить у перетворювач частоти від системи керування взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок.

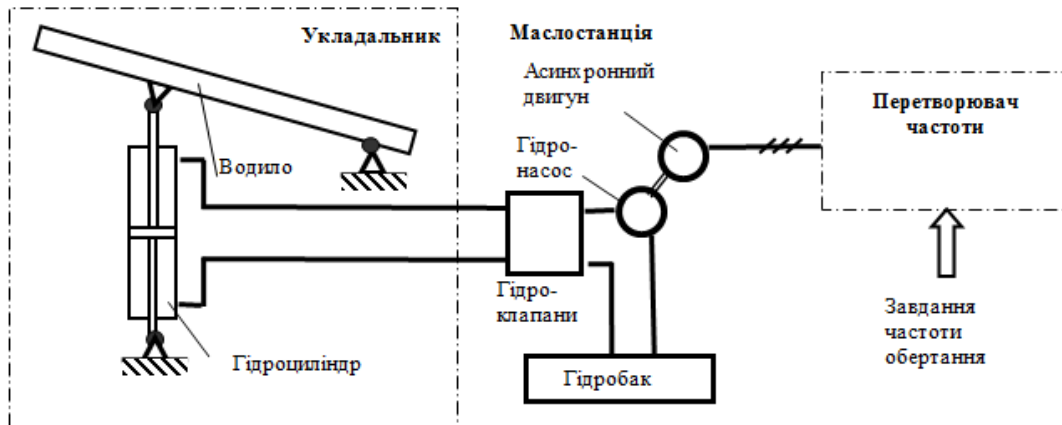


Рис. 1. Загальна структурна схема електрогідропривода укладальника

Вибір напрямку руху (зупинка) водила укладальника здійснюється переключенням гідророзподільника з електромагнітним приводом (див. рис. 2).

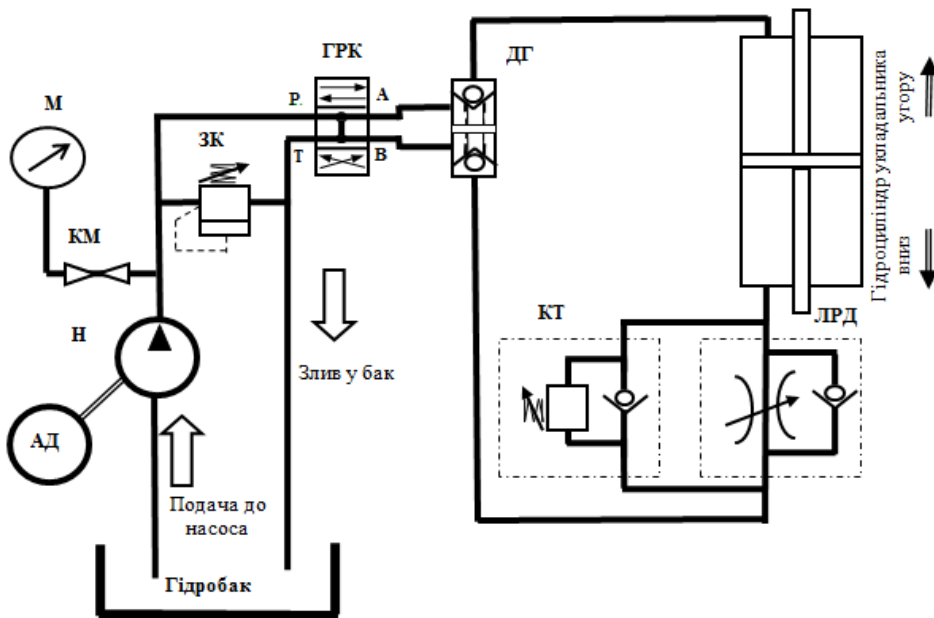


Рис. 2. Загальна схема гідростанції електрогідропривода укладальника

Принцип роботи електрогідропривода такий: регульований асинхронний привід надає обертання шестерінчастому (об'ємному) насосу **Н**. Витрата мастила, яка прокачується насосом **Н** прямо пропорційна частоті обертання асинхронного двигуна **АД**. До виходу гідронасоса через кран **КМ** приєднаний манометр **М**, що служить для налаштування гідросистеми привода укладальника і контролю за роботою гідростанції.

Рідина (у нашому випадку – індустріальне мастило) подається від гідронасоса **Н** до системи гідроклапанів.

Безпосередньо за насосом між нагнітальним і зливальним трубопроводами встановлений запобіжний клапан **ЗК** для захисту гідросистеми від надмірного тиску. При налагодженні гідростанції він налаштовується на тиск 70 МПа (60 – 70 МПа).

Нагнітальні і зливальні трубопроводи приєднані до входів гідророзподільного клапана **ГРК**.

У середньому положенні **ГРК** з'єднує нагнітальний трубопровід зі зливальним, тим самим перекриваючи подачу мастила в порожнини гідроциліндра укладальника. Двосторонній гідрозамок **ДГ** блокує витікання мастила з порожнин гідроциліндра укладальника, й останній залишається у тому самому положенні, в якому він був на момент установлення **ГРК** у середнє положення, тобто при даному положенні клапана укладальник знаходиться в стані «зупинка».

При зсуві ГРК в одне з крайніх положень нагнітальний трубопровід підключається до трубопроводу, з'єднаному з однією з порожнин гідроциліндра переміщення води укладальника (верхньою або нижньою – залежно від напрямку зсуву клапана), а зливальний трубопровід – до трубопроводу, з'єднаному з іншою порожниною гідроциліндра переміщення води укладальника.

У трубопровід, з'єднаний з нижньою порожниною гідроциліндра переміщення води укладальника (порожнина гідроциліндра, з якої здійснюється видавлювання мастила при русі води укладальника вниз), паралельно врізані: клапан тиску регульований зі зворотнім клапаном КТ і лінійний регульований дросель зі зворотнім клапаном ЛРД. Дані клапани призначені для компенсації ваги води укладальника і вирівнювання швидкостей під час руху води угору і вниз при однаковій заданій частоті обертання приводу шестерінчастого гідронасоса.

КТ служить для вирівнювання швидкостей під час руху укладальника угору і вниз при мінімальній швидкості руху води, а ЛРД – при максимальній швидкості води.

Зворотні клапани забезпечують вільне нагнітання мастила в нижню порожнину гідроциліндра переміщення води укладальника при русі останнього угору.

Основним, базовим вузлом електрогідропривода укладальника є вузол об'ємний насос-двигун.

Висновки

Таким чином:

– для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення води укладальника в широкому діапазоні значень раціональним науково-технічним рішенням є застосування електрогідропривода з гідронасосом об'ємної дії, що надає обертання асинхронним двигуном з векторним регулюванням частоти обертання;

– вирівнювання швидкостей під час руху води угору і вниз при однаковій частоті обертання електродвигуна насоса забезпечується паралельним врізанням у трубопровід, з'єднаний з нижньою порожниною гідроциліндра: регульованого клапана тиску і лінійного регульованого дроселя зі зворотніми клапанами. Налаштування клапана тиску забезпечується вирівнювання швидкостей руху укладальника угору і вниз при мінімальній швидкості руху води, дроселем – при максимальній швидкості руху води, а зворотні клапани забезпечують вільне нагнітання мастила в нижню порожнину гідроциліндра при русі води укладальника угору;

– насос електрогідропривода укладальника вибирають відповідно до забезпечення максимальної швидкості переміщення води, а потужність електродвигуна – до його тривалої роботи при мінімальній швидкості руху води.

Проблеми управління змоткою сортового прокату в умовах дрібносоротно-дротового стану ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг» / О.С. Бешта, В.М. Куваєв, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Ю.О. Діннік // Теорія і практика металургії – 2015. – №3–6. – С.78–81.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Ткачовим В.В.

УДК 621.316

О.В. Остапчук, канд. техн. наук.

(Україна, Дніпро, Державний вищий навчальний заклад "Національний гірничий університет")

ВДОСКОНАЛЕННЯ СХЕМНИХ РІШЕНЬ СИСТЕМ ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ГЛИБОКИХ ШАХТ

Анотація. Відмічені фактори, що чинять вплив на надійність та якість електропостачання підземних споживачів електричної енергії. Виконане технічне обґрунтування, щодо вдосконалення існуючих систем електропостачання гірничих підприємств (особливо тих, що здійснюють видобуток корисних копалин на глибоких горизонтах), запропоновані варіанти сучасних структур електропостачання з урахуванням особливостей гірничого підприємства, наведена кількісна характеристика електрообладнання, що використовується в умовах глибоких шахт.

Ключові слова: надійність електропостачання, схема живлення, силові високовольтні кабелі, силові трансформатори, високовольтне обладнання.

Анотація. Отмечены показатели, что оказывают влияние на надежность и качество электропитания подземных потребителей электрической энергии. Выполнено техническое обоснование, по совершенствованию существующих систем электроснабжения горных предприятий (в особенности осуществляющих добычу полезных ископаемых на глубоких горизонтах), предложены варианты современных структур электроснабжения с учетом особенностей горного предприятия, приведена количественная характеристика электрооборудования, что используется в условиях глубоких шахт.

Ключевые слова: надежность электроснабжения, схема питания, силовые высоковольтные кабели, силовые трансформаторы, высоковольтное оборудование.

Abstract. Indicators, which affect the power supply reliability and quality of underground consumers have been noted. Technical rationale to improve existing power supply systems for mining enterprises was carried out (those, engaged in the extraction of minerals on deep horizons in particular), variants of modern power supply structures are proposed with due account for the peculiarities of the mining enterprise, the quantitative characteristic of electrical equipment is given that is used in conditions of deep mines.

Keywords: reliability of power supply, power scheme, power high-voltage cables, power transformers, high-voltage equipment.

Вступ. Системи електропостачання гірничих підприємств створюються для забезпечення живлення електроенергією приймачів на поверхні шахти і в гірничих виробках: підйомні установки, вентилятори, компресори, холодильні машини, насосні агрегати, вакуум-помпові станції, технологічні комплекси на поверхні, підземні споживачі з видобутку і транспортування до пристовбурного двору корисних копалини, машини для проходження гірничих виробок і транспортування породи або її подрібнення, а також всі електроприймачі на поверхні, що забезпечують функціонування гірничого підприємства.

У основі побудови схем внутрішнього електропостачання використовується вимога [1], щодо безперебійного забезпечення електричною енергією приймачів. Крім цієї вимоги, система електропостачання підземних споживачів повинна мати наступні характеристики:

- необхідний рівень пожежо- та вибухобезпеки, з високим ступенем захисту людей від ураження електричним струмом;
- забезпечувати відповідну якість електроенергії, що підводиться до електроприймачів, в умовах постійної зміни технологічних параметрів гірничих виробок і розвитку підземних електричних мереж;
- мати обґрунтовану економічну вартість, при дотриманні перерахованих вище вимог.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Надійність системи електропостачання забезпечується за рахунок раціонального її проектування з урахуванням технічних і економічних міркувань, а також високого рівня експлуатації [2]. Так для забезпечення безперервності технологічного процесу при веденні гірничих робіт встановлена наступна класифікація підземних електроприймачів вугільних шахт [1], за категоріями безперебійності електропостачання:

- до підземних електроприймачів I категорії відносяться: центральна розподільна підстанція (ЦПП) в пристовбурному дворі; головна водовідливна установка; гідропідйом, що поєднаний з головним водовідливом; перекачувальна вуглесосна станція;

- до електроприймачів II категорії відносяться: ЦПП очисного блоку (ділянки); водовідлив зумпфи; дільничний водовідлив з припливом води понад 50 м³/год.

Інші приймачі електричної енергії відносяться до III категорії надійності. Для вентиляторів місцевого провітрювання тупикових виробок і особливо небезпечних вибоїв, передбачається підвищення надійності електропостачання. При наявності спеціальних техніко-економічних обґрунтувань категорія безперебійності електропостачання може бути уточнена в сторону підвищення надійності електропостачання.

Електроприймачі I категорії повинні отримувати живлення від двох окремих джерел із застосуванням схем автоматичного ввімкнення резерву (АВР). Без АВР допускається живлення електроприймачів, що наведені в спеціальних в інструкціях з проектування електроустановок вугільних шахт. Електроприймачі II категорії рекомендується підключати до двох незалежних джерел енергії. Допускається здійснювати резервне живлення від розподільних пунктів (РП) суміжних установок за умови, що вони отримують живлення від іншої секції шин головної знижувальної підстанції (ГЗП).

Якість електроенергії визначається дотриманням діапазону допустимих змін параметрів напруги і частоти, встановлених ДСТУ. Дотримання діапазону допустимих змін частоти забезпечується енергосистемою, а дотримання діапазону допустимих змін показників напруги на затисках споживачів в значній мірі залежить від правильного проектування систем електропостачання і експлуатації електроустановок.

До заходів, які направлені на підвищення надійності електропостачання, якості електричної енергії, економічності та безпеки обслуговування систем електропостачання відносяться: побудова раціональних систем живлення підземних підстанцій, підвищення пропускної здатності існуючої розподільної мережі за рахунок використання напруги 35 кВ, розробка селективних систем релейного захисту тощо [3].

При проектуванні систем електропостачання гірничих підприємств основними питаннями є вибір загальної схеми живлення, кількості, одиничної потужності силових трансформаторів та місця розташування знижувальних підстанцій, раціональних класів напруги живильних і розподільних мереж, способів передачі електроенергії територією підприємства. Як правило, зовнішнє електропостачання гірничих підприємств рекомендується виконувати з мінімальною кількістю ступенів трансформації, тобто при максимальному наближенні високої напруги до споживачів. Але у кожному конкретному випадку вибір раціонального рівня напруги повинен виконуватися шляхом техніко-економічного порівняння декількох варіантів з різними класами напруги. Проблема побудови ефективних систем живлення підземних споживачів електроенергії завжди вирішувалась на основі використання досвіду окремих науково-дослідних або проектних організацій. На жаль, основні принципи з розробки схемних рішень систем електропостачання гірничих підприємств були закладені досить давно та за останні роки не були змінені з урахуванням сучасного рівня науки та техніки. Але ситуація у вугільній та гірничо-металургійній галузі кардинально змінилась (підвищилась потужність підземних споживачів електричної енергії, збільшилась глибина видобутку корисних копалин, з'явилась велика кількість закордонного обладнання тощо). Окремі гірничі підприємства України прагнуть змінити ситуацію на краще, що спонукало до змін певних нормативних документів [4]. Однак для побудови ефективних систем електропостачання гірничих підприємств (особливо зі значною глибиною робочих горизонтів) цього недостатньо, тому необхідна розробка принципово нових схемних рішень для спрощення роботи проектних організацій та більш широкого використання сучасних наукових досягнень.

Метою роботи аналіз нормативних положень та розробка типових структур для підземних систем електропостачання гірничих підприємств.

Матеріали досліджень. Прийняття рішення відносно вибору то чи іншого технічного показника (наприклад, класу напруги) системи внутрішнього електропостачання залежить від багатьох факторів: електричної потужності підприємства, його віддаленості від джерел живлення, напруги і резервної потужності джерел живлення, що має в своєму розпорядженні енергопостачальна компанія в прилеглому районі, а також від характеру навантаження (кількості і потужності електроприймачів різних класів напруги, наявності електроприймачів з різкозмінним характером навантаження (тиристорний привід підйомних машин). Остаточний вибір способу живлення і схеми електропостачання підземних споживачів виконують з урахуванням гірничо-геологічних умов залягання корисних копалин на підставі техніко-економічного порівняння конкуруючих варіантів. На вибір системи електропостачання добувних ділянок, крім гірничо-геологічних і технологічних чинників, істотний вплив чинять спосіб механізації у вибоях і схема транспортування корисних копалин. Специфічною особливістю систем підземного електропостачання є їх рухомий характер, обумовлений постійним переміщенням фронту очисних і підготовчих робіт [5]. Тому при розробці вказаних структур необхідно приймати окремі рішення як щодо побудови нових шахт, які виконують видобуток корисних копалин на глибоких горизонтах та гірничих підприємств, які інтенсивно розвиваються та стикаються з проблемою збільшення глибини виробок та підвищення споживаної потужності.

Для першої групи підприємств слід запропонувати наступні схеми:

- для вугільних шахт (рис. 1);

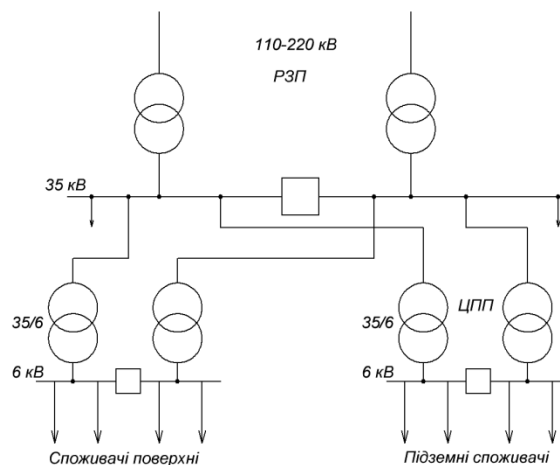


Рис. 1. Принципова схема живлення підземних споживачів для вугільних шахт

- для рудних шахт (рис.2).

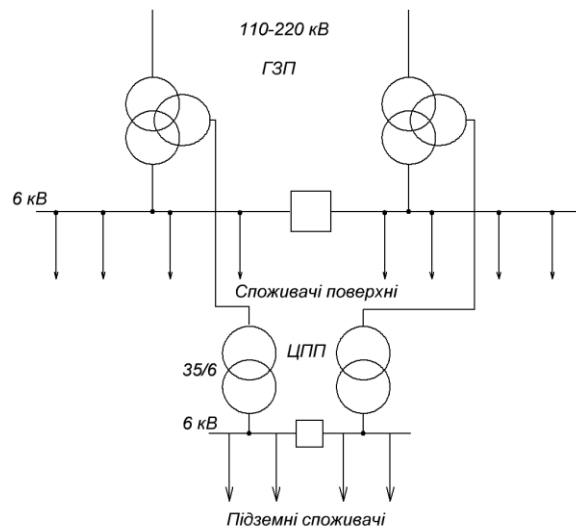


Рис. 2. Принципова схема живлення підземних споживачів для рудних шахт

Для другої групи підприємств слід запропонувати наступні схеми:

- для вугільних шахт (рис. 3);

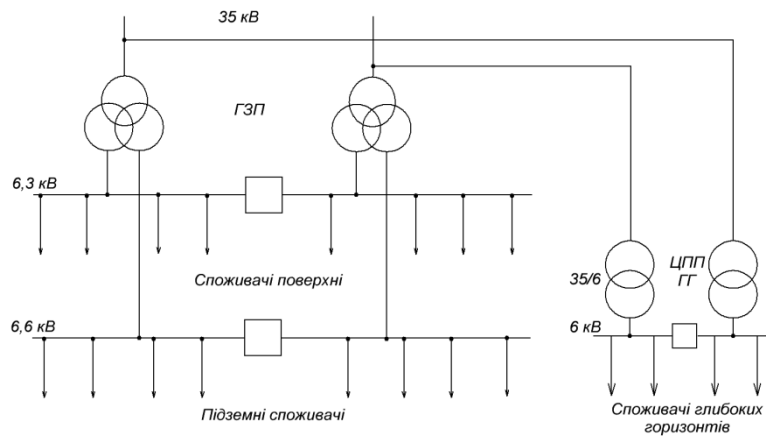


Рис. 3. Принципова схема живлення підземних споживачів для вугільних шахт, які проходять реконструкцію

- для рудних шахт (рис. 4)

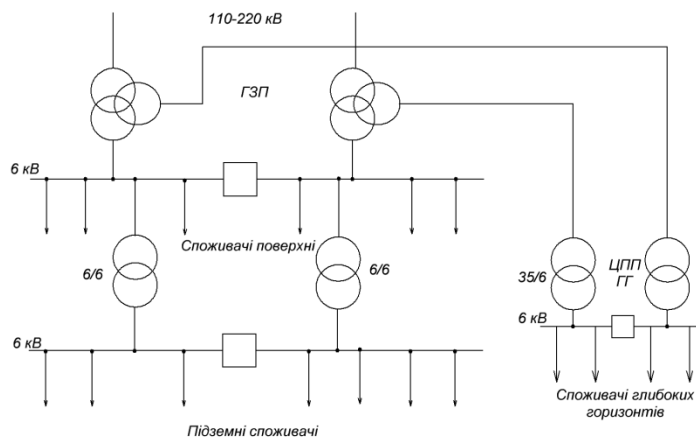


Рис. 4. Принципова схема живлення підземних споживачів для рудних шахт, які проходять реконструкцію

Запропоновані технічні рішення пов'язані через рівень очікуваних електричних навантажень, що передбачаються у зв'язку з розвитком шахти (до 10 МВт), глибиною розташування електроприймачів (з урахуванням відстані від джерела до стовбура на поверхні і від стовбура до камери підстанції під землею) і зосередженням основних за потужністю та відповідальністю електроприймачів (підйомні машини сліпого стовбура, приводу водовідливних установок) в районі стовбура. Крім того, такий варіант передбачає подальшу перспективу розвитку шахти і виключає вплив (і зв'язок в нормальному режимі експлуатації) існуючої системи підземного електропостачання шахти. Особливістю наведених схем, є виконання підземної мережі напругою 35 кВ, за схемою блок лінія – трансформатор (рис. 5), що дозволить виключити необхідність установки на підземній підстанції як мінімум трьох (ввідних і секційної) розподільних комірок напругою 35 кВ в рудниковому виконанні. Останнє сприятиме як зниженню капітальних витрат, так і підвищенню надійності системи хоча б за рахунок зменшення елементів системи. Подальше використання класу напруги 6 кВ, буде сприяти забезпеченню (при необхідності) резервування живлення електроприймачів сусідніх горизонтів.

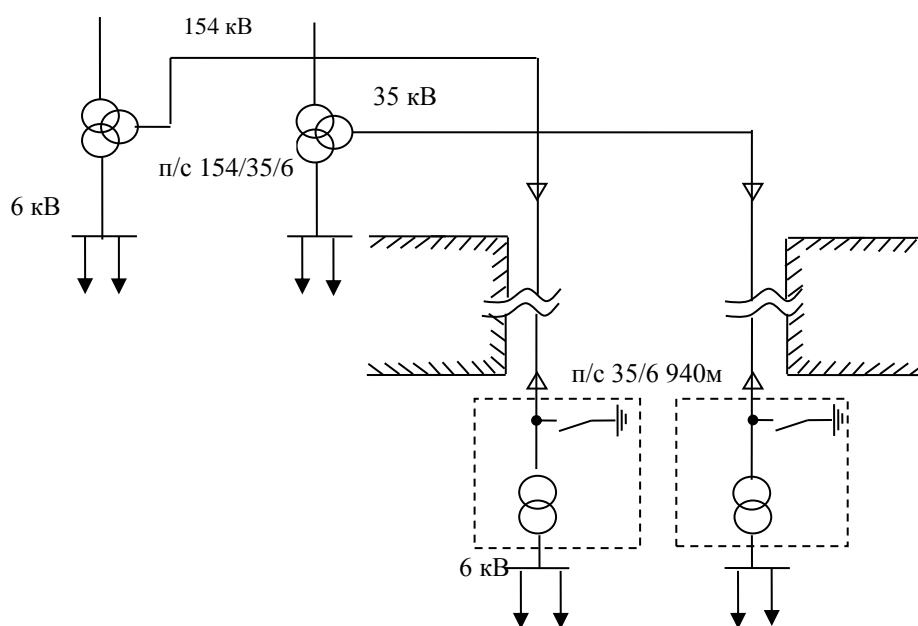


Рис. 5. Принципова схема живлення підземних трансформаторів 35/6 кВ за схемою «блок лінія – трансформатор»

Для перевірки реалізації запропонованих схем необхідно виконати аналіз умов експлуатації обладнання, яке буде використано при застосуванні класу напруги 35 кВ в підземній мережі електропостачання, а саме: стовбурних кабелів, трансформаторів підземної підстанції, розподільних пристроїв, з ступенем захисту не нижче IP 54.

Силові високовольтні кабелі. Аналіз використання кабелів класу напруги 35 кВ доцільно виконувати за критерієм надійності системи. В теорії надійності розрізняють два способи з'єднання: послідовний та паралельний, тому будь-яка схема може бути приведена до такого простого виду. У якості критерію надійності необхідно використовувати загальну ймовірність аварійного простою [6]. Математичне очікування величини збитку, внаслідок втрати продуктивності через аварійні простой

$$M(P) = C_c \bar{P}_0(E) \frac{Q_{ф.п.}}{P_0(E)}$$

де C_c – постійна складова собівартості, грн.; $P_0(E)$ та $\bar{P}_0(E)$ – загальна ймовірність справного стану та аварійного простою послідовно з'єднаних елементів відповідно; $Q_{ф.п.}$ – фактична продуктивність підприємства.

Наведений вираз можна використовувати для виконання порівняльної характеристики окремих варіантів схем та оцінки можливості резервування того чи іншого елемента схеми (без урахування селективності захисту).

При пошкодженні стовбурних кабелів можливе повне або часткове порушення процесу передавання електричної енергії споживачам. така ситуація може виникнути в наступних випадках:

- при одночасному пошкодженні усіх кабелів, що живлять ЦПП;
- при відмові робочого кабелю під час ремонту резервного;
- при відмові одного з кабелів та переведенні на резервні.

Найбільш розповсюдженими схемами розміщення стовбурних кабелів на вугільних рудних шахтах з виробничою потужністю 2,6...5,2 МВт є наступні (рис. 6).

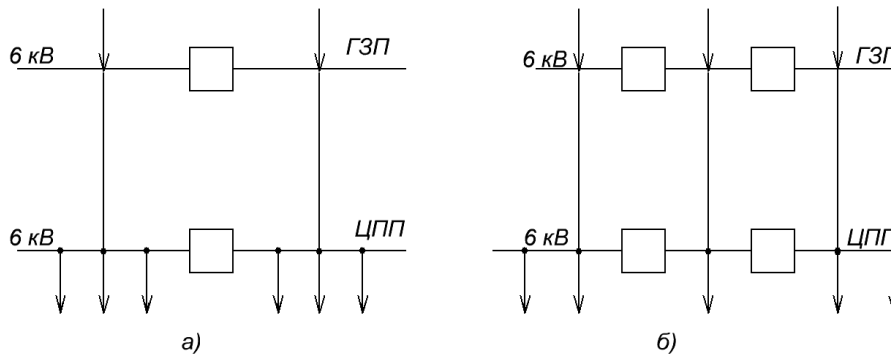


Рис. 6. Схеми живлення центральних підземних підстанцій при виробничій потужності:
а – до 2,6 МВт; б – до 5,2 МВт

Для глибоких шахт необхідно застосовувати велику кількість високовольтних кабелів, що дозволяє відмикати при пошкодженні кожний з кабелів та розподілення навантаження на інші. Такі схеми мають значні капітальні витрати на розміщення додаткових кабелів (рис. 7).

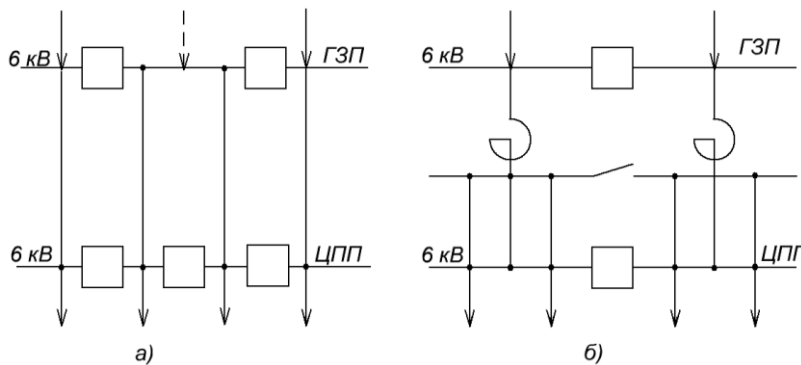


Рис. 7. Схеми живлення центральних підземних підстанцій для шахт значної потужності:
а – для глибоких шахт; б – для шахт з реактованими лініями

Схема, що зображена на рис. 7, а, дозволяє вимикати при пошкодженнях кожний з паралельних кабелів та розподіляти навантаження. Недоліком цієї схеми є значні капітальні витрати на розміщення додаткових кабелів та розподільних установок на ГЗП та ЦПП. Особливістю схеми, зображеної на рис. 7, б, є паралельна робота декількох кабелів. Кожна група кабелів повинна бути розрахована на забезпечення 100 % навантаження ЦПП. Ця схема більш зручна в експлуатації, але потребує використання спеціальних пунктів присіднання кабелів в ЦПП та ГЗП та реактування кожної з груп кабелів через значне зменшення загального опору кабелів та збільшення потужності короткого замикання на шинах ЦПП.

Нормальним режимом роботи для стовбурних кабелів слід вважати їх одночасну, але роздільну роботу з рівномірним навантаженням, що досить рідко застосовується на практиці, тому використовується паралельне з'єднання кабелів. Така ситуація склалась через те, що виконати вимогу рівномірного навантаження кабелів, якщо вони не розраховані на 100 % навантаження підстанції, є досить складним завданням. Через це використовують їх паралельне підключення, тим самим знижуючи рівень втрат електричної енергії. З іншого боку, при пошкодженні кабелю порушується живлення усієї підстанції та збільшується час аварійного простою, так як збільшується кількість увімкнених елементів, що істотно впливає на надійність електропостачання. Найбільш розповсюдженим випадком використання паралельних елементів є необхідність забезпечення технічно припустимих параметрів для окремих споживачів або робочих горизонтів (наприклад потужність, струм, напруга тощо). В такому випадку паралельне з'єднання не ви-

конує функцію резервування, тому ймовірність справного стану об'єкта зменшується. Таким чином при паралельному з'єднанні елементів, коли контрольований параметр виходить за припустимі межі, математичне очікування збитку набуває більших значень у порівнянні з одним елементом схеми.

Силові трансформатори. При проектуванні нових шахт, місцеположення ЦПП та їхня кількість, практично зумовлені плануванням пристовбурних дворів де вони розташовані. Їх розміщують в спеціальній камері з двома виходами, з вогнетривким (неспалюваним) кріпленням, прилеглою до камери головного водовідливу шахти, камеру ЦПП знаходиться поряд з енергоємним споживачем. Трансформатори, що розміщуються в підземній камері, мають певні обмеження за габаритами, через висоту підземних виробок. Крім того їх конструкція повинна бути досить високий рівень пожежо- та вибухобезпеки. Таким чином трансформатори з охолодженням трансформаторним маслом використовувати заборонено. Через високу кількість споживачів першої та другої категорій на підземній підстанції повинно бути встановлено не менше двох трансформаторів. При використанні трансформаторів з повітряною системою охолодження через їх невелику потужність, можливе застосування три- або чотири- трансформаторної підстанції. Потужність трансформатора необхідно розраховувати виходячи з умови забезпечення безперебійного електропостачання при його завантаженні на 140% не більше 6 годин впродовж 5 діб. При кількості трансформаторів з числом $n > 1$ номінальна потужність визначається за виразом

$$S_{ном} \geq \frac{P_p}{k_{пер} (n-1) \cos \varphi},$$

де $P_p = P_{max} k_{I-II}$ – розрахункова потужність, МВт; P_{max} – загальна активна максимальна потужність підстанції при експлуатації, МВт; k_{I-II} – коефіцієнт, що показує кількість споживачів першої та другої категорій; $k_{пер}$ – коефіцієнт аварійного перевантаження; $\cos \varphi$ – коефіцієнт потужності.

Високовольтне обладнання. Через високу пожежонебезпеку необхідно відмовитись від використання високовольтного обладнання з ізоляцією на основі трансформаторного масла навіть у шахтах безпечних за газовою та пиловою складових. Через небезпеку обслуговуючого персоналу з боку вищої напруги силових трансформаторів необхідно встановлювати роз'єднувачі з заземленням ножів при вимкненому вимикачі, що розміщений на підстанції поверхні. Через брак місця в підземній камері та вимоги до категорії обладнання, використання вимикачів з боку високої напруги та секційного є недоцільним. Для забезпечення надійного та безперебійного електропостачання в комплектних розподільних пристроях напругою 35 кВ, повинні бути реалізовані наступні види захистів:

- від струмів короткого замикання;
- від перевантаження трансформаторів;
- від комутаційних перенапруг;
- від однофазних замикань фаз на землю;
- від зниження опору ізоляції у приєднаннях, який повинен вводитися в експлуатацію у міру його розробки та освоєння серійного випуску.

Висновки. Ефективність функціонування підземних систем електропостачання визначається успішністю рішення як основних факторів: вибір оптимального рівня напруги, конструктивного виконання основних елементів підземної системи електропостачання, розрахунку параметрів електрообладнання, так і додаткових технічних завдань, пов'язаних із забезпеченням умов електро- і пожежобезпеки в підземних виробках, а саме: мінімізації впливу параметрів і режимів роботи високовольтних електричних мереж поверхні на експлуатаційні характеристики внутрішньошахтних мереж і обладнання; безперервним контролем стану ізоляції високовольтної розподільної мережі; зменшення значень аварійних струмів при замиканнях на землю та підвищення рівня її безпеки за рахунок оптимізації режиму нейтралі та зниження рівня внутрішніх перенапруг.

Список літератури

1. Правила безпеки у вугільних шахтах [Електронний ресурс]/ НПАОП 10.0-1.01-10. – № 62 від 22.03.10, зі змінами № 661 від 24.09.2014 – Режим доступу: http://sop.zp.ua/norm_npaop_10_0-1_01-10_02_ua.php (дата звернення 10.01.17). – Назва з екрана.
2. Вопросы повышения надежности и электробезопасности карьерных сетей [Текст]/ Д.В. Циленков, О.І. Ковальов, О.В. Остапчук//Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук. - техн. зб. – 2007.– №79. – С. 40 – 44. (фахове видання).

3. Застосування напруги 35 кВ для систем електропостачання підземних електроприймачів глибоких енергоємних шахт [Текст] /Ф.П. Шкрабець, О.В. Остапчук// Науковий вісник НГУ. – 2013. – № 1. – С. 83-90.
4. Временные нормативы по безопасности применения напряжения 35 кВ для систем электроснабжения подземных электроприемников ЗАО «Запорожский железорудный комбинат» [Текст] / МакНИИ, Запорожский ЖРК, НГУ. – 2012. 55 с.
5. Электрификация горного производства: Учебник для вузов: в 2-х т. [Текст]/ Под ред. Л.А. Пучкова и Г.Г. Пивняка. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. Т.1. – 511 с.; Т.2. – 595 с. ил.
6. Муравьев, В.П. Надежность систем электроснабжения и электрооборудования подземных разработок шахт [Текст]/ В.П. Муравьев, Г.И. Разгильдеев. – М.: Недра, 1970. – 144 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

УДК 622.489:658.012.011

*И.В. Новицкий, д-р техн. наук, Малиенко А.В.
(Украина, Днепр, ГВУЗ " Национальный горный университет")*

АЛГОРИТМ РАБОТЫ ИМИТАЦИОННОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ДИСПЕТЧЕРОМ УГОЛЬНОЙ ШАХТЫ

Анотація. Розробка ефективного алгоритму імітаційної моделі, системи прийняття рішень диспетчером (СПРД) в складі системи оперативно-диспетчерського управління (СОДУ) вугільної шахти з урахуванням нерівномірності процесу видобутку і динаміки вантажопотоків вугільної є необхідним.

Ключові слова: диспетчерське управління, конвеєрний транспорт, бункер накопичувач, сховище вугілля поверхні, імітаційна модель, система прийняття рішень диспетчером, система оперативно диспетчерського управління.

Аннотация. Разработка эффективного алгоритма имитационной модели системы принятия решений диспетчером (СПРД) в составе системы оперативно диспетчерского управления (СОДУ) угольной шахты с учетом неравномерности процесса добычи и динамики грузопотоков угольной массы является необходимым.

Ключевые слова: диспетчерское управление, конвейерный транспорт, бункер накопитель, хранилище углей поверхности, имитационная модель, система принятия решений диспетчером, система оперативно диспетчерского управления.

Abstract. Developing an effective algorithm simulation model of decision-making system controller (SPRD) as part of a system of dispatching management (lime) coal mine based on the unevenness of the process of production and the dynamics of cargo flows coal mass is necessary.

Keywords: dispatching management, pipeline transport, storage silo, storage of coal surface, the simulation model, the system of decision-making dispatcher, dispatch control system operativno.

Цель. Сформировать алгоритм работы имитационной модели (ИМ) основных технологических процессов (ТП) совокупной СПРД с учетом сложно разветвлённых транспортных систем конвейеров, промежуточных БН и хранилища угля на поверхности (ХУП).

Постановка задачи. Согласно директивным данным плановых показателей шахты, производительность каждой лавы X_i $i = \overline{1, n}$, есть величина постоянная на плановом промежутке времени. В реальных условиях - это случайная величина с нормальным законом распределения [1]. Грузопоток из очистного забоя $Q_i(t)$ описывается как произведение двух взаимно некоррелированных величин [2]: непрерывной – $Q_i'(t)$ и – дискретной – $Y_{Q_i}(t)$. Непрерывная составляющая грузопотока аппроксимируется случайной функцией с распределением мгновенных значений производительности по нормальному закону распределения [1].

Транспортные системы (ТС) шахты оснащенные промежуточными БН, создают определенные условия дополнительной регулировки величины грузопотока угольной массы поступающего из лавы. Учесть действие промежуточных БН практически невозможно в аналитической задаче эффективной СОДУ. Указанные существенные особенности процесса добычи и транспортировки угольной массы могут быть учтены путем проведения вычислительного эксперимента на базе имитационного моделирования (ИМ), целью которого является реализация, анализ и, возможно, корректировка решений полученных ранее на аналитической модели.

Укрупненная блок-схема алгоритма ИМ приведена на рисунке 1 [2].

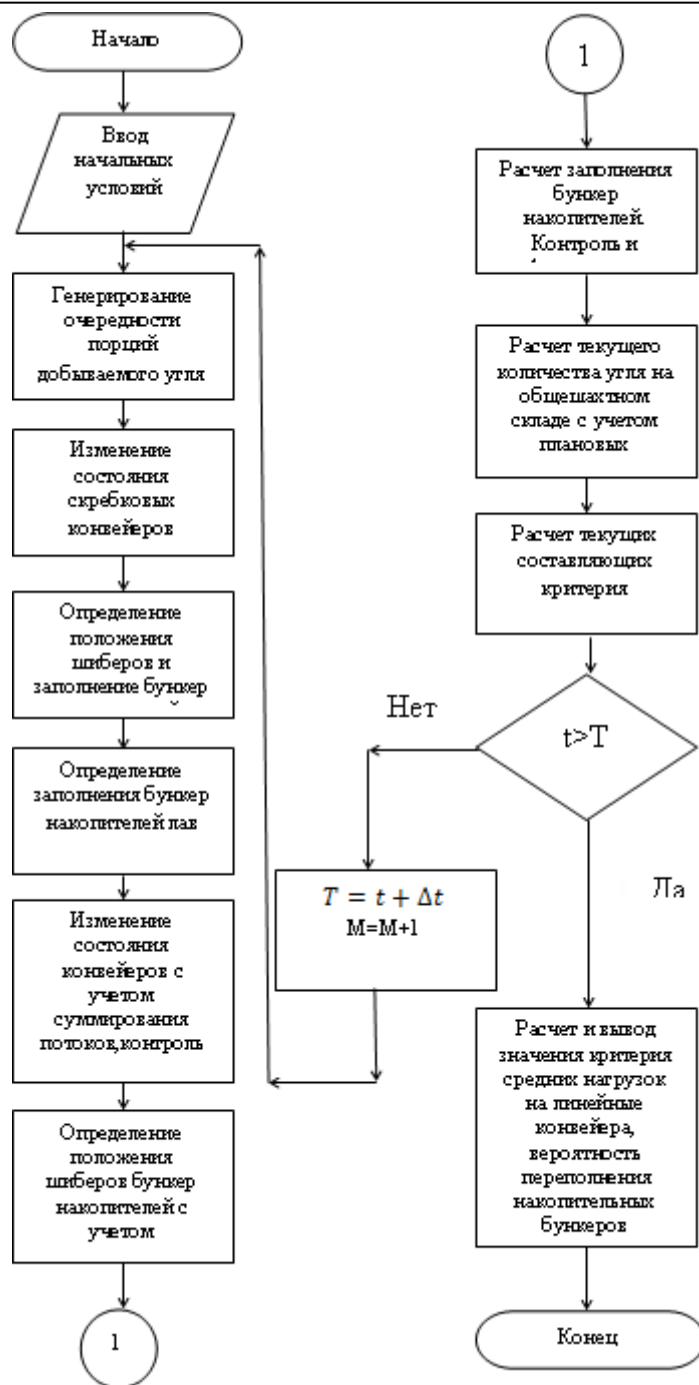


Рис.1. Укрупненная блок схема расчетов имитационной модели.

Рассмотрим более подробно формирование промежуточных алгоритмов ИМ СПРД:

1. Алгоритм генерирования добычи угля представлен на рисунке 2, а данные оперирующие в нем представим как:

Входные данные: n - количество лав, M_i , $i = \overline{1, n}$ - математическое ожидание количества добываемого угля в i -й лаве за время Δt ; σ_i , $i = \overline{1, n}$ - среднеквадратическое отклонение количества добываемого угля в i -й лаве, за время Δt ; a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 - коэффициент метода скользящего среднего для преобразования некоррелированной последовательности в случайном процессе с заданной корреляционной функцией; $P1_i$, $i = \overline{1, n}$ - вероятность остановки добычи в i -й лаве за время Δt (малая величина равная $P1 = Pab \frac{\Delta t}{T}$, где Pab - вероятность аварии в течении смены; T - длительность

смены); V_{\min}, V_{\max} - минимальное и максимальное время ликвидации аварийной ситуации в лава (показательный закон распределения в интервале $V_{\min} - V_{\max}$; λ - интенсивность ликвидации аварий).

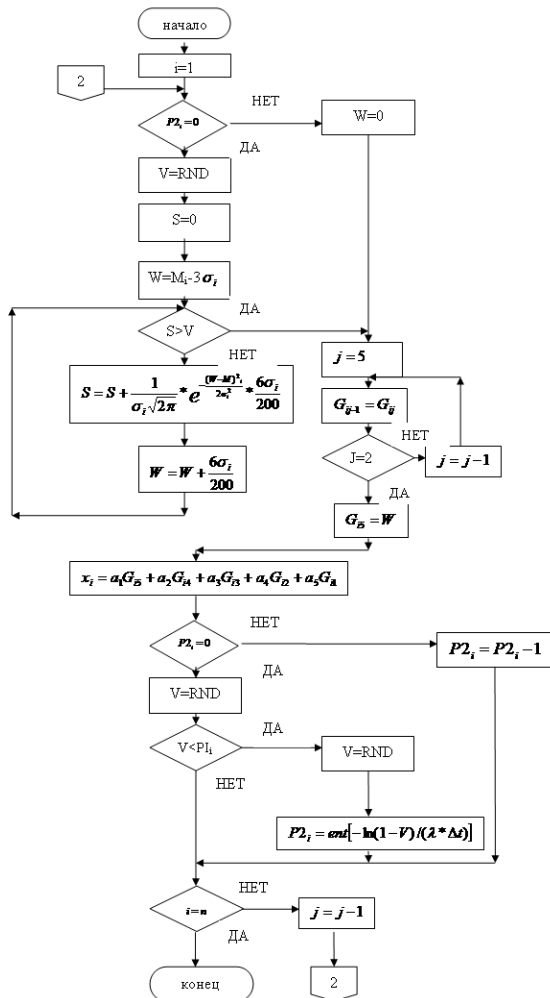


Рис. 2. Алгоритм генерирование очередности порций добываемого угля.

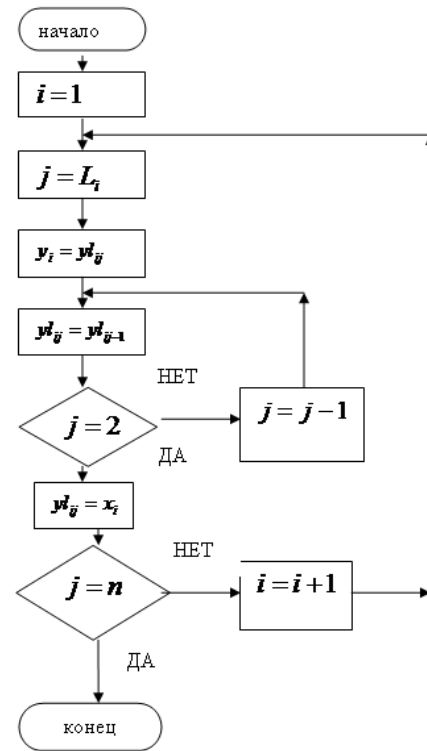


Рис. 3. Алгоритм изменение состояния скребковых конвейеров.

2. Алгоритм изменений состояний скребковых конвейеров (рис. 3).

Входные данные: X_i - выход блока 1; $L_i, i = \overline{1, n}$ - количество порций содержащихся на i -м скребковом конвейере ($L_i = \frac{l_i * V}{\Delta t}$, l_i -длина i -го скребкового конвейера; V_i -скорость конвейера).

Выходные данные: y_i - размер порций угольной массы поступающей с i -го скребкового конвейера в бункер i -й лавы.

Вспомогательные переменные и массивы: i, j – счетчики; $y_{ij}, i = \overline{1, n}, j = \overline{1, L_i}$ - массив порций на i -м конвейере на j -м его участке.

Начальные условия: y_{ij} - количество угольной массы на всех участках всех скребковых конвейеров перед началом расчетов.

3. Определения положения шиберов БН с учетом их заполнения (рис. 4.):

Принцип управления основан на следующем алгоритме работы: Если лава работает в штатном режиме ($P2_i = 0$ - простоя оборудования нет) и БН заполнен более чем 80% $Z_i > 0.8Z_{\max}$ то шибер безусловно открыт ($U_i = 1$); или, положение шибера БН определяется степенью загрузки линейного

конвейера: в случае если $N1 > N1_{НОМ}$ - шибер закрыт ($U_i = 0$), если $N1 < N1_{НОМ}$ - шибер открыт ($U_i = 1$).

Входными данными блока положения шибера будут: $P2_i$ - выход блока 1; Z_i - заполнение бункеров лав на предыдущем шаге; Z_{\max} - емкость бункера лавы; $N1, N2, N3, \dots$ - нагрузка на линейные конвейера (выход блока 5); $N1_{НОМ}, N2_{НОМ}, N3_{НОМ}, \dots$ - номинальные нагрузки на линейный конвейер;

Выходные данные: управляющие воздействия U_i ; $i = \overline{1, n}$ на шибер БН соответствующей лавы.

Начальные условия: Z_i - заполнение БН лав; $N1, N2, N3, \dots$ - нагрузки на линейный конвейер.

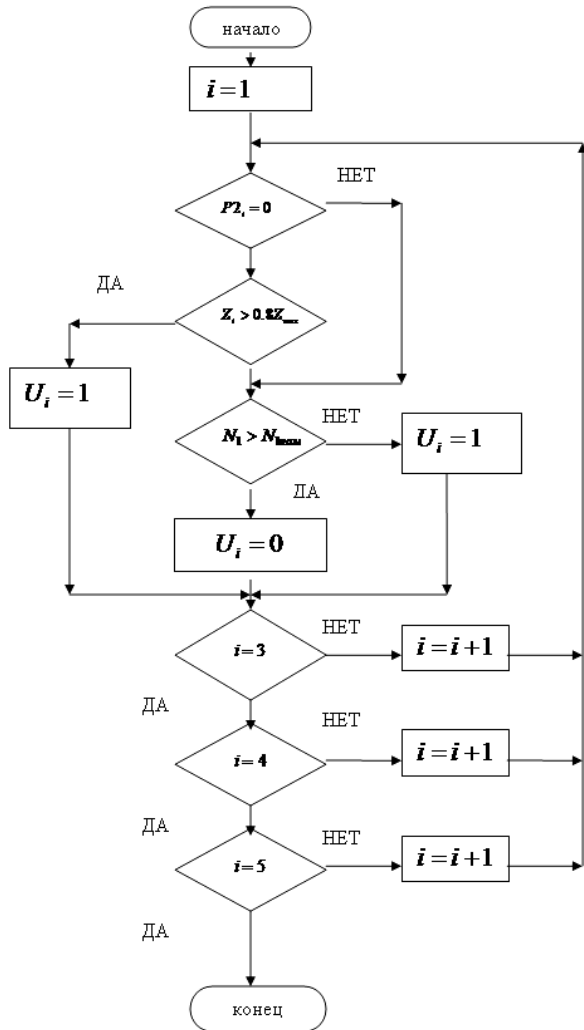


Рис. 4. Алгоритм определение положение шиберов с учетом заполнения БН

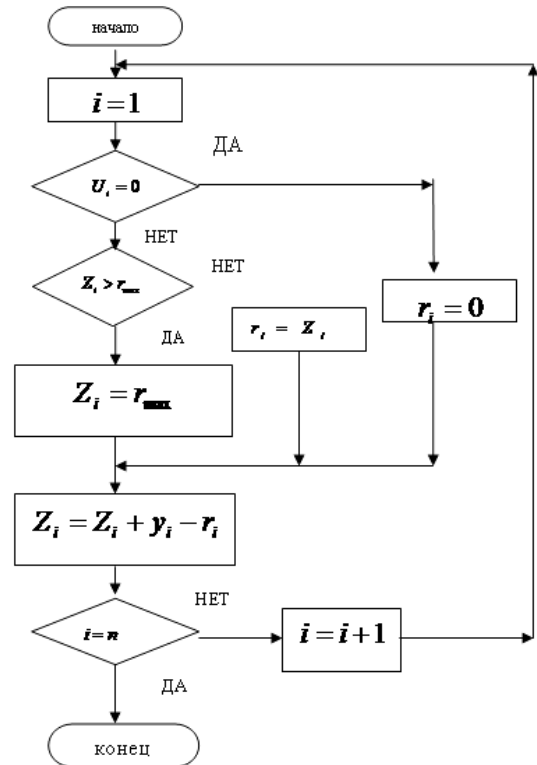


Рис. 5. Блок схема алгоритма определение заполнения БН.

4. Определение заполнения БН лав (рис.5).

Входными данными для определения заполнения БН являются: y_i ; $i = \overline{1, n}$ - выход блока 2; Z_i ; $i = \overline{1, n}$ - заполнения БН лавы на шаге квантования, r_{\max} - порция горной массы выходящая из бункера за время квантования Δt при полностью открытом шибере; U_i - положение шибера БН рассматриваемой лавы.

Выходными данными данного блока будут: Z_i ; $i = \overline{1, n}$ - заполнение БН с учетом расчетных данных и изменения работ линейных участков конвейерной линии.

Вспомогательными данными для расчета будут: r_i $i = \overline{1, n}$ - количество отгружаемой горной массы из i -го БН за время квантования Δt .

5. Исходными данными для расчета учета изменения состояния линейных конвейеров, в случае слияния конвейерных участковых линий и суммирования грузовых потоков являются: $L1, L2, L3...$ - количество порций угольной массы на первом, втором и третьем линейных конвейерах; $N1_{НОМ}, N2_{НОМ}, N3_{НОМ}$ - номинальные нагрузки на конвейерную линию; K_{11}, K_{12}, K_{13} - точки суммирования для первого конвейера (при работе на него 3х лав); $N1_{\max}, N2_{\max}, N3_{\max}$ - предельная нагрузка на конвейер; r_i $i = \overline{1, n}$ - выходные данные предыдущего блока 4.

Выходными данными данного блока будут: P_1, P_2, P_3 - размер порций угольной массы поступающие с линейного конвейера в соответствующий БН; I_1, I_2, I_3 - счетчик количества перегрузов конвейеров; S_1, S_2, S_3 - среднее значение нагрузок на конвейера.

Вспомогательные переменные и массивы: $K1_j, K2_j, K3_j$ - массивы порций угольной массы на 1,2,3 конвейерах j -го участка.

Для корректной работы необходимо задать начальные условия: $I_1, I_2, I_3 = 0$; $S1 = N1_{НОМ}$; $S2 = N2_{НОМ}$; $S3 = N3_{НОМ}$

6. Для корректной работы скипового подъема проводится регулирование потоков угольной массы с помощью шиберов БН, что регулирует объемы доставляемой угольной массы к емкостям подъемных машин. Блок схема алгоритма представлена на рисунке 6.

Входными данными являются: $C1_l$ $l = \overline{1, 3}$ - время погрузки угольной массы на скиповой подъем из l -го БН; $C2$ - время погрузки скипового подъема; ZN_l $l = \overline{1, 3}$ - заполнение l -го БН; ZN_{\max} - максимальный вместимость БН.

Выходными данными будут: UN_l $l = \overline{1, 3}$ - положение шиберов l -го БН (0 - закрыт; 1 - открыт).

Вспомогательные переменные: $T1$ - текущее время одного цикла погрузки, разгрузки скипового подъема. При этом начальными условиями будут: закрытое состояния шиберов БН; при этом время заполнения емкости скипового подъема - минимально возможное: $T1 = 0$ $UN_1 = UN_2 = UN_3 = 0$.

7. Входными данными блока контроля заполнения БН (рис.7) будут: P_1, P_2, P_3 - размер порций угольной массы поступающей с линейного конвейера в соответствующий БН – выходные данные блока 5; ZN_l $l = \overline{1, 3}$ - заполнение l -го БН на предыдущем шаге (блок 6); rN_{\max} - максимально возможная порция угольной массы выходящая из БН за время Δt при открытом шибере и наличии угольной массы в нем; UN_l $l = \overline{1, 3}$ - положение шиберов l -го БН (выход блока 6); ZN_{\max} - максимальный вместимость БН.

В этом случае выходными данными будут: rN_l $l = \overline{1, 3}$ - порция угольной массы выходящая из БН за время Δt ; ZN_l $l = \overline{1, 3}$ - заполнение БН на данном шаге; G_l $l = \overline{1, 3}$ - счетчики переполнения БН.

Для работы необходимо введение вспомогательных переменных: PN_l $l = \overline{1, 3}$ - массив порций угольной массы, поступающей за время Δt с линейных конвейеров в БН.

Начальными условиями данного блока будут: G_l $l = \overline{1, 3}$ - нулевые начальные условия; ZN_l $l = \overline{1, 3}$ - половина заполнения БН $\frac{ZN_l}{2}$.

8. Для выполнения плановых отгрузок угля потребителю необходимо иметь запас на обще-шахтном складе. Основным хранилищем угля перед отправкой потребителю является ХУП (хранилище угля на поверхности, или обще-шахтный склад). Расчет текущего объема угля на ХУП, с учетом плановых отгрузок представлен блок схемой алгоритма на рис 8.

Входными данными будут: rN_l $l = \overline{1, 3}$ - порция угольной массы выходящая из БН за время Δt - выход предыдущего блока; SK - количество материала ХУП на предыдущем шаге; OT - плановая отгрузка за отчетный период.

Выходные данные: SK - количество угля на ХУП.

При этом начальными условиями является остаток угля на ХУП - SK . А вспомогательной переменной - сумма S пошагового наполнения ХУП.

9. Исходя из представления целевой функции [3], критерий F - представлен 3-мя составляющими: $F = F_1 + F_2 + F_3$.

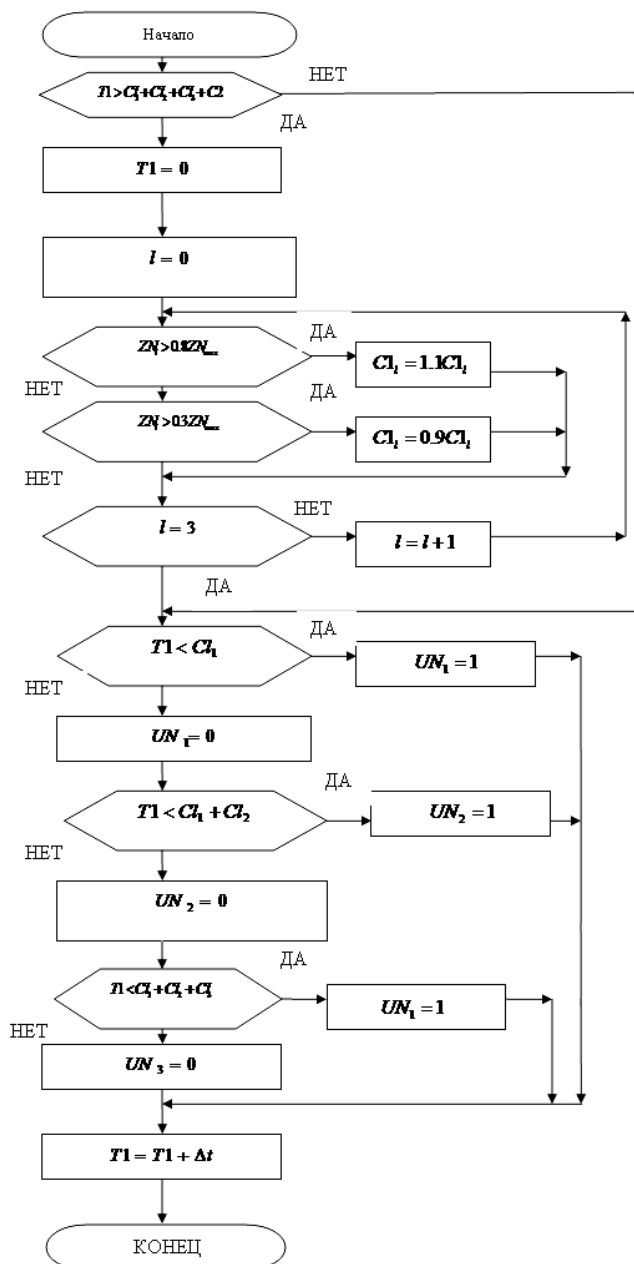


Рис. 6. Определение положения шибера БН

При этом, согласно постановке математической задачи [3] стоимость добычи угля, штраф при превышении лимита потребляемой электроэнергии (в случае наличия данной составляющей), штрафная или премиальная составляющая за изменение состояния ХУП (отгруженной продукции потребителям) представлены выражениями (1-3) соответственно:

$$F_1 = \sum_{i=1}^n C_i X_i; \quad (1)$$

$$F_2 = \gamma_1 \Delta P T; \quad (2)$$

$$F_3 = \gamma_2 \Delta V \text{sign}[(V_T - V_y) \Delta V]. \quad (3)$$

Входными данными для данного блока будут: порция угольной массы X_i ; $i = \overline{1, n}$ добываемая каждой лавой за время Δt - выход блока 1; C_i ; $i = \overline{1, n}$ - себестоимость добычи тонны угля выдаваемой из каждой i -й лавы; OT - плановая отгрузка за отчетный период; SK - текущее количество угля на ХУП; VN - номинальный объем склада; γ_2 - весовой коэффициент критерия.

Выходные данные: текущие значения составляющих критерия F_1 и F_3 .

Начальные условия: Критерия F_1 и F_3 принимаем нулевыми.

Вспомогательные значения рассчитываем с использованием: сумматора - S и $\Delta V = \sum_{i=1}^n X_i - OT * \frac{\Delta t}{T}$ - отклонение текущей добычи за время Δt от плановой отгрузки.

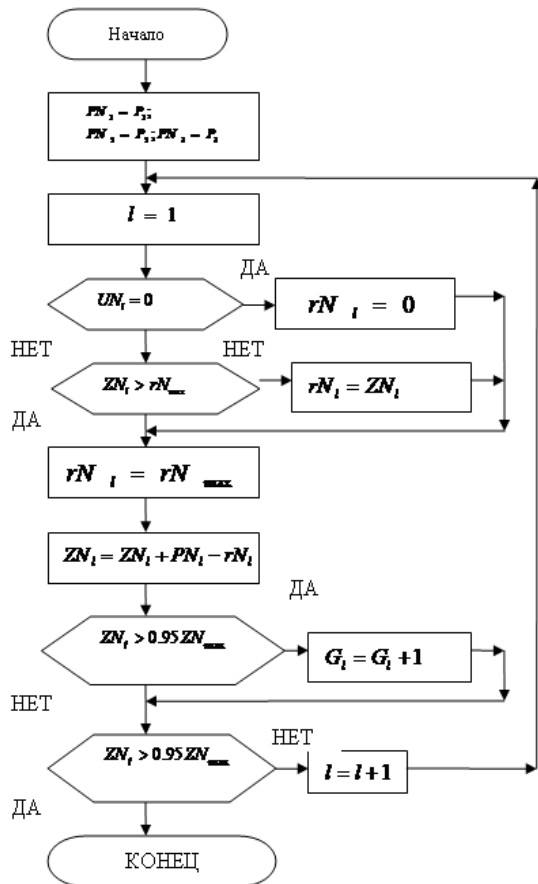


Рис. 7. Алгоритм расчета заполнения БН, контроль их заполнения

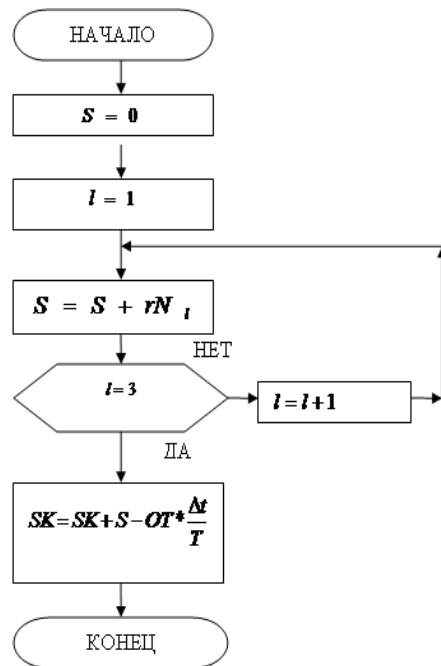


Рис. 8. Расчет текущего объема угля на ХУП с учетом плановых отгрузок.

10. Входные данные: F_1 и F_3 . - выход блока 9; I_1, I_2, I_3 - счетчик количества перегрузов конвейеров; S_1, S_2, S_3 - текущее среднее значение нагрузок на конвейера (выходные данные блока 5); G_l $l = \overline{1, 3}$ - счетчики переполнения БН (выход блока 7); M - общее количество тактов вычислительного эксперимента.

Выходные данные : F - значение критерия; S_1, S_2, S_3 - среднее значение нагрузки на линейный конвейер; I_1, I_2, I_3 - вероятность перегруза линейных конвейеров; G_l $l = \overline{1, 3}$ - вероятность переполнения БН.

Основными результатами вычислительного эксперимента являются: значение обобщенного критерия эффективности; оценка режимов работы каждой конвейерной линии; вероятность появления нештатных ситуаций - перегруз бункеров, перегруз конвейерных линий.

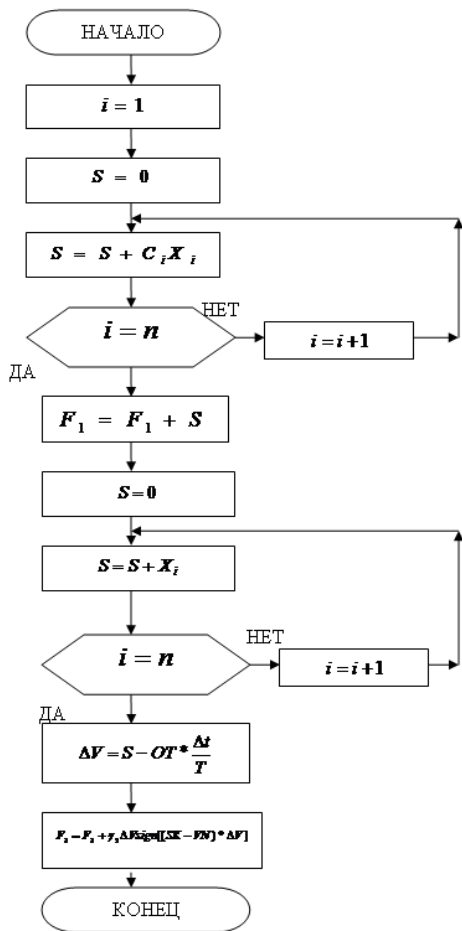


Рис. 9. Алгоритм расчета текущего состояния системы

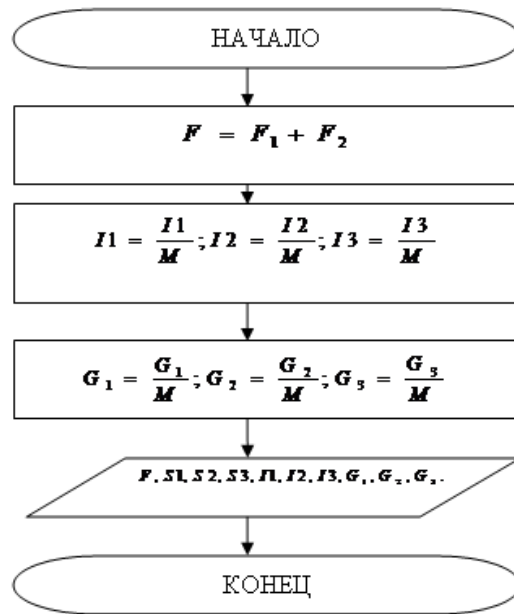


Рис. 10. Расчет и вывод значений критерия, средних нагрузок на конвейер, пополнение БН, вероятности перегруза конвейеров

Выводы. Предложенный подход разработки эффективного алгоритма работы ИМ, позволяет после проведения анализа полученных результатов эксперимента производить корректировки параметров нагрузок на лавы. При этом необходимо комплексно учитывать соблюдение ограничений математической модели СОДУ угольной шахты [3].

Литература

1. Слесарев В.В. Малиенко А.В. «Управления транспортом на угольной шахте при использовании системы расчетного обоснования.» Науковий вісник НГУ № 1. - Днепропетровск, 2014 р. - С.62 -66.
2. Новицкий И.В. Малиенко А.В. Имитационная модель системы принятия решений диспетчером угольной шахты. Міжнародна науково-практична конференція «Актуальні проблеми автоматизації та управління».- Луцьк -2016. – 89-92 с
3. Новицкий И.В., Малиенко А. В. «Принципы построения математической модели системы оперативно диспетчерского управления угольных шахт.» Малиенко А. В., Новицкий И.В. XII-я Международная конференция “Проблемы использования информационных технологий в сфере образования, науки и промышленности» (23-24 ноября 2016);

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, професором Ткачовим В.В.

О.О. Азюковський, канд. техн. наук, Є.О. Дідевич

(Україна, м. Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПІДЗЕМНОГО СТАЛЕВОГО ТРУБОПРОВОДА ЩО ЗНАХОДИТЬСЯ ПІД ОДНОЧАСНИМ ВПЛИВОМ ДЕКІЛЬКОХ СТАНЦІЙ КАТОДНОГО ЗАХИСТУ

Анотація. Отримання математичного виразу для визначення значень потенціалу та струмів стікання з підземного металевого трубопроводу, що знаходиться під дією змінного електромагнітного поля і містить електротехнічні аномалії в наслідок включення ділянок з іншим активним опором протіканню струму.

Математичний аналіз виразів, що описують електротехнічні процеси формування потенціалу на металевому трубопроводі.

Ключові слова: станція катодного захисту, підземний металевий трубопровід, електрохімічна корозія, потенціал трубопроводу, струм стікання, струм трубопроводу.

Аннотация. Получение математического выражения для определения значений потенциала и токов утечки с подземного металлического трубопровода, находящегося под действием переменного электромагнитного поля и содержащего электротехнические аномалии в результате включения участков с другим активным сопротивлением протеканию тока.

Математический анализ выражений, описывающих электротехнические процессы формирования потенциала на металлическом трубопроводе.

Ключевые слова: станция катодной защиты, подземный металлический трубопровод, электрохимическая коррозия, потенциал трубопровода, ток стока, ток трубопровода.

Abstract. Getting a mathematical expression to determine the values of potential and current draining of underground metal pipe located under alternating electromagnetic field and contains electrical abnormalities as a result of the inclusion of sites with another active resistance to current flow.

Calculus expressions that describe the electrical capacity building processes on a metal pipe.

Keywords: cathodic protection station, underground metal pipeline electrochemical corrosion potential pipeline draining current, the current pipeline.

Постановка задачі. Отримати вирази, що забезпечують визначення струмів стікання з підземного металевого трубопроводу та його потенціал та межі електротехнічної аномалії з врахуванням високочастотної складової сигналу станцій катодного захисту від електрохімічної корозії.

Вступ. Цілісність підземного металевого трубопроводу забезпечується комплексом протикорозійного захисту від електрохімічної корозії. Наявність активних елементів системи електрохімічного захисту покращує ефективність захисту шляхом формування відповідного потенціалу на трубопроводі за допомогою станцій катодного захисту (СКЗ). Це забезпечує наявність такого значення потенціалу на трубопроводі, за яким корозійні процеси є мінімальними. Взагалі, за умови забезпечення системою катодного захисту незмінного за часом та за геометрією підземного металевого трубопроводу значення потенціалу, струми стікання з трубопроводу до навколишнього ґрунту будуть дорівнювати нульовому значенню. Також мінімальними будуть струми вирівнювання в повздовжньому напрямку трубопроводу. Проте така ситуація не є можливою в практичній проекції. Так, через неоднорідність складу ґрунтів лінією трубопроводу, природній електричний потенціал змінюється, що призводить до зміни потенціалу на поверхні металевого трубопроводу. Розглядаючи електротехнічні процеси в системі «підземний металевий трубопровід – станції катодного захисту ґрунт» як зазвичай приймають, що трубопровід є однорідним за електротехнічними параметрами (складається з труб однакового діаметру та з однакового матеріалу) [1,2], що не всюди відповідає реальному стану речей. Розглядаючи систему підземного металевого трубопроводу, що знаходиться під захистом декількох станцій катодного захисту слід враховувати розподілення потенціалу за довжиною трубопроводу (рис.1) [3]. Сучасні станції катодного захисту є генераторами високочастотних складових до основного сигналу захисту, що формує бажаний потенціал на трубопроводі [4]. Врахування впливу сучасних СКЗ на потенціал та струми стікання, у тому числі на межі електротехнічної аномалії підземного металевого трубопроводу, забезпечує можливість розрахунку електротехнічних параметрів системи катодного захисту й побудову, на цій основі, автоматичного керування потенціалом трубопроводу за його довжиною.

Основний зміст роботи. Захисний потенціал кожної СКЗ змінюється за довжиною трубопроводу за кривою $\varphi(x)$ й не повинен бути меншим ніж мінімально припустиме значення φ_{\min} . З урахуванням того, що підземний трубопровід знаходиться одночасно під потенціалами, що формуються декількома СКЗ і змінюються у часі за різними законами, на межі дії двох суміжних станцій катодного захисту є присутніми коливання значень сформованого потенціалу. Все це призводить до зміщення у часі за координатою x кордону ефективної дії СКЗ.

За умови задовільної конфігурації підземної трубопровідної мережі, що складається з неоднорідних за електротехнічними параметрами елементами і знаходиться під впливом одночасної роботи декількох станцій катодного захисту закон зміни потенціалу за довжиною трубопроводу не відповідатиме бажаним параметрам. Неоднорідність опору стіканню струмів з трубопроводу до навколишнього ґрунту пояснюється як неоднаковим станом захисного покриття, що формує перехідний опір труба – земля, так й неоднорідним складом ґрунту. На інтенсивність стікання струму з трубопроводу також впливає повздовжній опір трубопроводу.

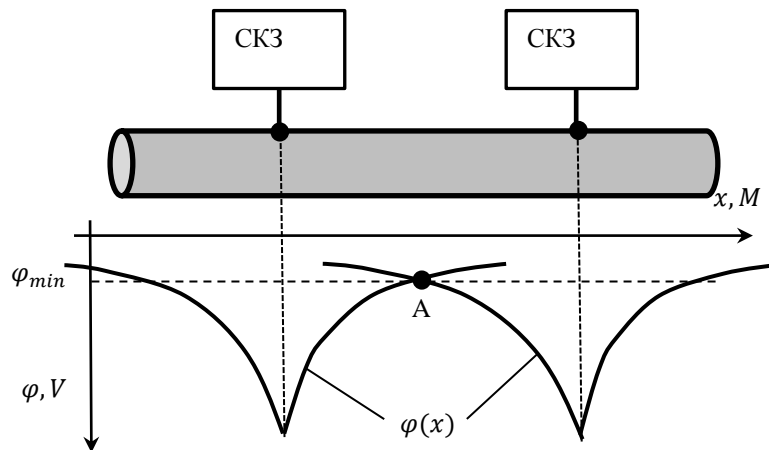


Рис. 1 Дві СКЗ що захищають підземний трубопровід

Усі перелічені фактори формують закон зміни потенціалу за довжиною підземного металевого трубопроводу. Особливим чинником є зміна потенціалу за довжиною трубопроводу, оскільки це призводить до струмів вирівнювання поверхнею труби й, як наслідок, до корозійних процесів. Посилюють різку зміну значення потенціалу трубопроводу й ізолюючі розділювачі, в якості яких розглядаються трубопровід з неструмопровідного матеріалу або аномалія на зварювальному шві [5]. Така вставка до металевого підземного трубопроводу зумовлює гальванічну розв'язку, розділяючи трубопровід на окремі гальванопов'язанні ділянки, що вносить збурення до розподілу потенціалу металевого трубопроводу, порушення в нормальному законі розподілення поля струмів. Також це сприяє появі ділянки, на якій потенціал є знакозмінним за часом, що значно посилює корозійні процеси й призводить до порушення цілісності трубопроводу [6, 7].

Розглянемо ділянку підземного металевого трубопроводу, що знаходиться на глибині H від поверхні землі (рис. 2) у координатах H, x , де x - повздовжня координата трубопроводу. У точках A, B на ділянці довжиною Δx має місце електротехнічна аномалія (різка зміна електричного опору протіканню струму у повздовжньому до трубопроводу напрямку), що зумовлена включенням трубопроводу іншого діаметру або взагалі з іншого матеріалу (пластмаси). Потенціали на межі розділення не дорівнюють одне одному $\varphi_a \neq \varphi_b$.

Трубопроводом протікає струм $i(x)$, величина якого, за умови використання на ділянці Δx матеріалу з високим електричним опором протіканню електричного струму, дорівнює нульовому значенню. У цьому випадку нульовою також буде величина струмів стікання з трубопроводу $j(\Delta x)$ на ділянці Δx . Ненульове значення струмів стікання буде тільки на ділянках до межі A ($j_1(x)$) та після B ($j_2(x)$).

За умови кінцевого значення повздовжнього опору трубопроводу на ділянці Δx струм $i(x)$ через трубопровід визначатиметься згідно виразу [7,8]:

$$i(x) = \frac{-(\varphi_a(x) - \varphi_b(x))}{R_t \Delta x}, \quad (1)$$

де R_t - поєздовжній опір трубопроводу.

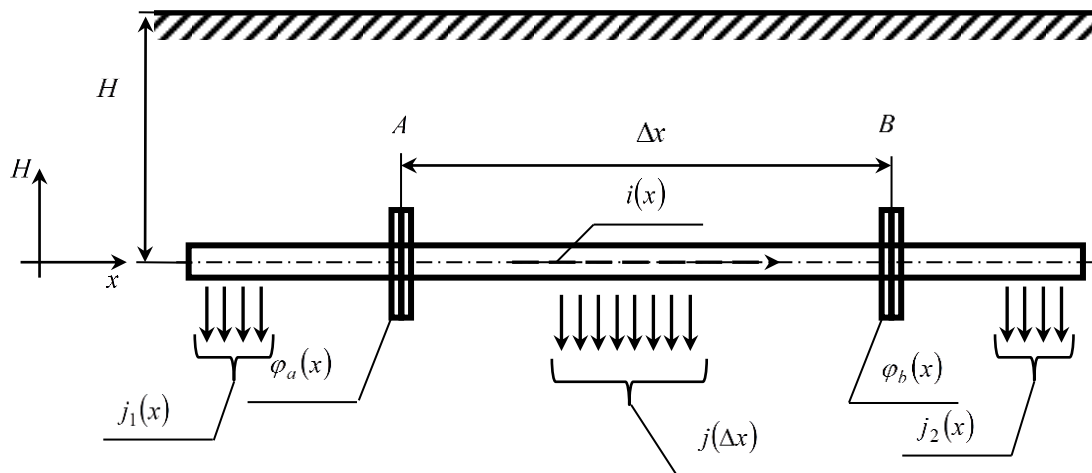


Рис. 2 Ділянка підземного трубопроводу з вставкою

Вираз, що визначає погонний опір трубопроводу сталому струму [7]:

$$R_t = \frac{1}{2\pi h_t r_t \sigma_t}$$

(2)

де σ_t – питома провідність підземного металевого трубопроводу; h_t - товщина стінок трубопроводу; r_t – радіус труби трубопроводу.

Повний опір трубопроводу змінному струму визначається виразом [7,8]:

$$Z_t = Z_{po} + \tilde{Z}_t$$

(3)

де Z_{po} - поверхневий опір трубопроводу; \tilde{Z}_t - опір трубопроводу, що зумовлено впливом навколишнього середовища (грунту).

Поверхневий опір трубопроводу визначається згідно виразу:

$$Z_{po} = \frac{(1-i)\gamma_t}{2\pi r_t \sigma_t} \operatorname{ctg}((1-i)\gamma_t h_t).$$

(4)

де $\gamma_t = \sqrt{\frac{\omega \mu_t \sigma_t}{2}}$ - поглинання в матеріалі провідника (трубопроводу); ω - частота змінного струму; μ_t - магнітна проникність матеріалу трубопроводу; σ_t – питома провідність підземного металевого трубопроводу.

Погонний повний опір трубопроводу, враховуючи вплив змінної складової струмів розраховується відповідно до виразу:

$$Z_t = R_t \theta((1-i)\gamma_t h_t) + \frac{\omega \mu}{8} + \frac{i \omega \mu}{2\pi} \ln \frac{1.3}{\gamma_t},$$

(5)

де $\theta = \theta'(\gamma_t h_t) + i \theta''(\gamma_t h_t) = (1-i)\gamma_t h_t \times \operatorname{ctg}(1-i)\gamma_t h_t$.

У свою чергу, вирази для обчислення θ' та θ'' (комплексні функції безрозмірного параметра $\gamma_t h_t$):

$$\theta' = \gamma_t h_t \frac{sh 2\gamma_t h_t + \sin 2\gamma_t h_t}{ch 2\gamma_t h_t - \cos 2\gamma_t h_t}, \quad (6)$$

$$\theta'' = \gamma_t h_t \frac{sh 2\gamma_t h_t - \sin 2\gamma_t h_t}{ch 2\gamma_t h_t - \cos 2\gamma_t h_t} \quad (7)$$

Запишемо вираз (1) в диференційній формі [6,8]:

$$i(x) = -\frac{1}{R_t} \frac{d\varphi}{dx}. \quad (8)$$

Цілком природно, що струм на ділянці Δx , як й по всій довжині підземного трубопроводу, не є сталим й змінюється за координатою x . Зміна струму за довжиною трубопроводу $di(x)$ й є величиною, що визначає струм стікання з нього (лінійну щільність струму стікання з трубопроводу):

$$j(x) = -\frac{di(x)}{dx}. \quad (9)$$

Тобто:

$$j(x) = -\frac{1}{R_t} \frac{d^2\varphi}{dx^2} \quad (10)$$

Водночас, для випадку змінного струму, враховуючи (5):

$$j(x) = -\frac{1}{R_t \theta((1-i)\gamma_t h_t) + \frac{\omega\mu}{8} + \frac{i\omega\mu}{2\pi} \ln \frac{1.3}{\gamma_t}} \frac{d^2\varphi}{dx^2} \quad (11)$$

Потенціал $\varphi(x)$ також пов'язаний з величиною перехідного опору ізоляції трубопроводу. Відомо [6,7], що перехідний опір залежить від опору ізоляційного покриття трубопроводу та перетинного опору:

$$R_t^p = R_t^{iz} + R_t^l \quad (12)$$

де R_t^{iz} - опір ізоляційного покриття трубопроводу.

Перетинний опір трубопроводу визначається як:

$$R_t^l = \frac{1}{\pi\sigma} \ln \frac{1.12}{\gamma \sqrt{r_t H}} \quad (13)$$

де H - глибина залягання трубопроводу, $\gamma = \sqrt{\frac{\omega\mu\sigma}{2}}$ - коефіцієнт згасання в ґрунті.

Враховуючи (12) запишемо вираз для визначення потенціалу зсуву, що викликаний струмами стікання з трубопроводу:

$$j(x)R_t^p = \varphi_{tz}(x) - \varphi_z(x) - \varphi_s(x) \quad (14)$$

де $\varphi_{tz}(x)$ – потенціал трубопроводу в координаті x ; $\varphi_z(x)$ – потенціал ґрунту в безпосередній близькості від поверхні трубопроводу; $\varphi_s(x)$ – стаціонарний потенціал металу відносно електроду порівняння.

Величина потенціалу ґрунту містить наступні складові:

$$\varphi_z(x) = \varphi_{st}(x) + \varphi_g \quad (15)$$

де $\varphi_{st}(x)$ – потенціал, що зумовлений стіканням струму з трубопроводу; φ_g – потенціал точки ґрунту, що зумовлений зовнішніми по відношенню до трубопроводу факторами (струми, що блукають, струмами з анодних заземлювачів станцій катодного захисту тощо).

Величину $j(x)R_t^p$ можливо також інтерпретувати як падіння напруги на ізоляційному покритті:

$$\Delta U = R_t^p j(x) \quad (16)$$

Оскільки трубопровід розглядається як лінійне джерело струму, з наперед заданими законами зміни $i(x)$ та $j(x)$, за умови введення точкового джерела в однорідному просторі, що розташоване на умовному початку системи координат за координатою $x = x_0$, вираз для визначення електричного поля має вигляд [7]:

$$E_x = -i(x)\omega\mu A_x - \frac{\partial\varphi}{\partial x} \quad (17)$$

де A_x – векторний потенціал.

Розподіл щільності струму в трубопроводі визначається як:

$$J(x) = 2i(x)\gamma^2 A_x - \Delta A_x \quad (18)$$

де ΔA_x – зміна векторного потенціалу A_x .

Скалярний потенціал запишемо на основі щільності струму в трубопроводі:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{\sigma} \frac{\partial J(x)}{\partial x} + \Delta\varphi(x)}{2i(x)\gamma^2}, \quad (19)$$

або:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{\sigma} \frac{\partial(2i(x)\gamma^2 A_x - \Delta A_x)}{\partial x} + \Delta\varphi(x)}{2i(x)\gamma^2} \quad (20)$$

На основі (20), маючи інформацію про величину $i(x)$ у точках A та B (рис. 1), враховуючи, що [7,8]:

$$A_x = \frac{1}{4\pi} \int_x i(x_0) A_x^0 dx_0 \quad (21)$$

$$\Delta\varphi_0 = 2i(x_0)\gamma^2\varphi_0 \quad (22)$$

можливо отримати значення потенціалу φ .

Висновки. На основі виразів (11, 20-22) визначаються значення струму стікання з трубопроводу та значення його потенціалу з врахуванням зміни електротехнічних параметрів трубопроводу під впливом змінної напруги. Враховано вплив високочастотної складової сигналу на виході станції катодного захисту та в полі струмів, що блукають на процес формування закону зміни за довжиною трубопроводу струмів стікання та потенціалу трубопроводу.

Список літератури

1. Склярів С. А. Математические модели и информационные технологии автоматизированного управления системами противокоррозионной защиты магистральных трубопроводов: дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук.: 05.13.06/ Склярів Станіслав Александрович. - Х., 2002 – 168с.

2. Aziukovskyi A. The electrochemical cathodic protection stations of underground metal pipelines in uncoordinated operation mode / A. Aziukovskyi // CRC Press. Balkema is an imprint of the Taylor & Francis Group, an informa business, London, UK 2013– P. 47 – 55.

3. Бешта О.С. Сумісна робота станцій катодного захисту підземних металевих трубопроводів від електрохімічної корозії / О.С. Бешта, О.О.Азюковський // Проблеми підвищення ефективності електромеханічних перетворювачів в електроенергетичних системах: Матеріали наук.-техн. конф. — Севастополь: Сев. НТУ, 2013. — С. 17-19.

4. Азюковський О.О. Формування високочастотним інверторним випрямлячем захисного потенціалу підземного сталевого трубопроводу. / О.О.Азюковський // Гірнича електромеханіка та автоматика: наук. – техн. зб. – 2013. – Вип. 91. – С. 37-41.

5. Вербенець Б. Я. Безконтактний метод і прилади для контролю протикорозійного захисту підземних трубопроводів: дис. кандидата технічних наук: 05.11.13 / Вербенець Богдан Ярославович. – Л., 2011. – 106 с.

6. Ткаченко В.Н. /Электрохимическая защита трубопроводных сетей// В.Н.Ткаченко Учебное пособие.2-е изд.,перераб. и доп. М.: Стройиздат,2004.-320с.

7. Стрижевский И. В. Теория и расчет влияния электрифицированной железной дороги на подземные металлические сооружения./ И.В. Стрижевский, В.И. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1967 – 227с.

8. Азюковський О.О. Вплив високочастотної складової сигналів на процес формування захисного потенціалу підземного металевого трубопроводу. / О.О.Азюковський // Електрифікація транспорту. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. № 10, 2015. с. 98-106.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Хіловим В.С.

УДК 622.232.72:004.942

А.В. Бубліков, канд. техн. наук

(Україна, Дніпро, Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”)

ЕКСПЕРТНА СИСТЕМА НЕЧІТКОГО АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ВИДОБУВНИМ КОМБАЙНОМ ЯК ЧАСТИНА МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ

Анотація. Розглянуто новий принцип побудови узагальненої математичної моделі видобувного комбайна як мехатронної системи, основою якого є одночасне моделювання усіх процесів у підсистемах різної фізичної природи з урахуванням їх взаємного впливу у наступні моменти часу. У запропонованій комплексній імітаційній моделі вугільного видобувного комбайна завдяки наявності багатьох прямих та непрямих зв'язків між усіма елементами різних компонентів моделі врахована синергетична інтеграція конструктивних вузлів різної фізичної природи сучасного комбайна, яка у значній мірі визначає його динамічні властивості та закономірності функціонування.

Ключові слова: видобувний комбайн, мехатронна система, імітаційна модель.

Аннотация. Рассмотрен новый принцип построения обобщенной математической модели добычного комбайна как мехатронной системы, в основе которого лежит одновременное моделирование всех процессов в подсистемах различной физической природы с учетом их взаимного влияния в последующие моменты времени. В предложенной комплексной имитационной модели угольного добычного комбайна благодаря присутствию многих прямых и косвенных связей между всеми элементами различных компонент модели учтена синергетическая интеграция конструктивных узлов различной физической природы современного комбайна, которая в значительной степени определяет его динамические свойства и закономерности функционирования.

Ключевые слова: добывающий комбайн, мехатронных система, имитационная модель.

Abstract. The new principle of creation of a generalized mathematical model of the shearer as a mechatronic system is considered at the article. The principle is based on the simultaneous simulation of all processes in the subsystems of different physical nature, considering their influence on each other in subsequent times. The proposed complex model of a shearer, due to the presence of many direct and indirect relations between all elements of the various components of the model, considers the synergetic integration of constructive units of different physical nature of the modern shearer, which largely determines its dynamic properties and regularities of functioning.

Keywords: Combine extractive, mechatronic system, simulation model.

Вступ

Вугільний видобувний комбайн сучасного покоління є складною високотехнологічною гірничою машиною, що створена за принципами мехатроніки, коли підсистеми різної фізичної природи

об'єднуються в одне ціле для досягнення певної мети. При цьому гірнична машина набуває якісно нових техніко-економічних властивостей на основі настільки глибокого об'єднання в одному агрегаті нерозривно зв'язаних компонентів різної технічної природи, що вони діють як єдиний функціональний і конструктивний механізм. Таким чином, закономірності функціонування комбайнів сучасного покоління визначають не лише внутрішні властивості підсистем різної фізичної природи, як це спостерігалось при роботі видобувних комбайнів попереднього покоління, а й статичні та динамічні зв'язки між даними підсистемами, особливості їх взаємного впливу.

Отже, принципи проектування та створення сучасної мехатронної гірничої машини зумовлюють новий підхід щодо побудови її узагальненої математичної моделі – одночасне моделювання усіх процесів у підсистемах різної фізичної природи з урахуванням їх взаємного впливу у наступні моменти часу.

Для вугільних видобувних комбайнів попереднього покоління запропоновані відомі математичні моделі, що описують фізичні процеси в окремих конструктивних вузлах комбайна (в окремих компонентах мехатронного об'єкта) [1–4].

Постановка задачі

З оглядом на відомі рішення щодо моделювання роботи видобувного комбайна наразі є актуальною наукова задача об'єднання існуючих математичних моделей в узагальнену математичну модель вугільного видобувного комбайна як складної мехатронної системи з обґрунтуванням статичних та динамічних зв'язків між підсистемами.

Зазначимо, що узагальнена математична модель вугільного комбайна як мехатронної системи, на відміну від моделей комбайнів попереднього покоління, передбачає присутність моделі інформативної компоненти з імітуванням її зв'язку з електротехнічною компонентою мехатронної системи через інформаційно-електронну компоненту.

Рішення задачі

Для обґрунтування структурної схеми комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна як складної мехатронної системи скористаємося підходом, який запропонований для створення структурних схем мехатронних гірничих машин (так званих S-моделей) [5]. Згідно з цим підходом структурна схема мехатронної машини створюється з використанням методу декомпозиції, коли складна конструкція гірничої машини поділяється на окремі конструктивні вузли, які, як правило, є самодостатніми механізмами, в яких відбуваються характерні для них певні фізичні процеси. При цьому між даними конструктивними вузлами визначаються зв'язки на технічному, функціональному та кінематичному рівнях. У нашому випадку комплексна імітаційна модель вугільного видобувного комбайна створюється для дослідження фізичних процесів різної природи у його конструктивних вузлах, що перебігають разом й одночасно у часі та просторі, а тому зв'язки між конструктивними вузлами комбайна повинні визначатися передусім на фізичному рівні, коли спільна для різних локальних моделей математична змінна одночасно є певною фізичною величиною.

Отже, особливістю мехатронних гірничих машин як складних механізмів є те, що підсистемами різної фізичної природи, як правило, є окремі конструктивні вузли цих машин. Тому фактично структура комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна як складної мехатронної системи буде відображенням його конструктивної схеми – її елементами будуть локальні математичні моделі, що описують фізичні процеси в окремих конструктивних вузлах комбайна.

У процесі декомпозиції гірничої машини за умови створення її структурної схеми за принципами мехатроніки виділяють такі компоненти (підсистеми), з яких вона складається:

- інформативна компонента (І-компонента), яка виділяється умовно та являє собою верхній рівень системи керування гірничою машиною, на якому за допомогою певних алгоритмів відбувається аналіз та обробка накопиченої інформації, що надходить з інших компонентів з метою формування уставок для регуляторів на нижньому рівні системи керування. Алгоритми реалізуються програмно на базі контролерів;

- інформаційно-електронна компонента (ІЕ-компонента), що забезпечує формування, передачу та обробку електричних сигналів (фактично нижній та “нульовий” рівні системи керування гірничою машиною). До ІЕ-компоненти належать електронні пристрої, такі як контролери, перетворювачі частоти, електрогідророзподільвачі, давачі тощо. Також як окремі елементи даної компоненти умовно виділимо регулятори на базі контролерів (керуючі модулі), що забезпечують відпрацьовування заданих значень різних фізичних величин (уставок), які надходять з інформативної компоненти;

- електротехнічна компонента (ЕТ-компонента), що забезпечує перетворення електричної енергії у механічну. До ЕТ-компоненти відносять електродвигуни, електромагнітні муфти та гальма, електромагніти тощо;

- гідравлічна компонента (Г-компонента), що забезпечує різні види перетворень гідроенергії в механічну енергію. До Г-компоненти відносять гідророзподільвачі, гідродомкрати, гідромотори, гідронасоси тощо;

- механічна компонента (М-компонента), що забезпечує різні види руху об'єкта в цілому та (або) його складових частин. До М-компоненти відносять редуктори, перетворювачі руху (зубчасто-рейковий механізм, кривошипно-шатунний механізм тощо) і передавальні ланки (муфти тощо).

З оглядом на структурну схему видобувного комбайна як мехатронної системи [5] та з урахуванням відомих локальних математичних моделей, що описують фізичні процеси в окремих конструктивних вузлах комбайна, запропонована структурна схема комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна (рисунок) з метою обґрунтування наукового підходу щодо створення його інформативної компоненти, якої наразі не існує.

Комплексна імітаційна модель вугільного видобувного комбайна як мехатронної системи складається з шести компонентів та моделі геотехнічної системи «гірничий масив – забійний конвеєр» (рисунок), яка імітує взаємодію комбайна зі зовнішнім середовищем.

Інформативна компонента є моделлю системи нечіткого керування вугільним видобувним комбайном (рисунок) та складається з двох основних частин. До першої частини входять алгоритми ідентифікації режимів роботи комбайна на основі аналізу інформаційних сигналів з інших компонентів моделі, до другої – алгоритми прийняття рішень щодо уставок для регуляторів швидкостей подачі і різання, а також положення виконавчих органів комбайна.

Вхідними величинами І-компоненти є: $\bar{V}_{п.ф}$ – вектор записаних значень фактичної швидкості подачі за певний проміжок часу, м/хв; $\bar{V}_{р1.ф}$ та $\bar{V}_{р2.ф}$ – вектори записаних значень фактичних швидкостей різання, відповідно, першого та другого виконавчих органів за певний проміжок часу, м/с; $\bar{\varphi}_{в0.ф}$ – вектор записаних значень фактичного кута повороту виконавчого органа комбайна за певний проміжок часу, град.; $\bar{P}_{р1.ф}$ та $\bar{P}_{р2.ф}$ – вектори записаних значень фактичних активних потужностей електродвигунів, відповідно, першого та другого приводів різання комбайна за певний проміжок часу, кВт; $\bar{P}_{дп.ф}$ – вектор записаних значень фактичної активної потужності електродвигуна гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна.

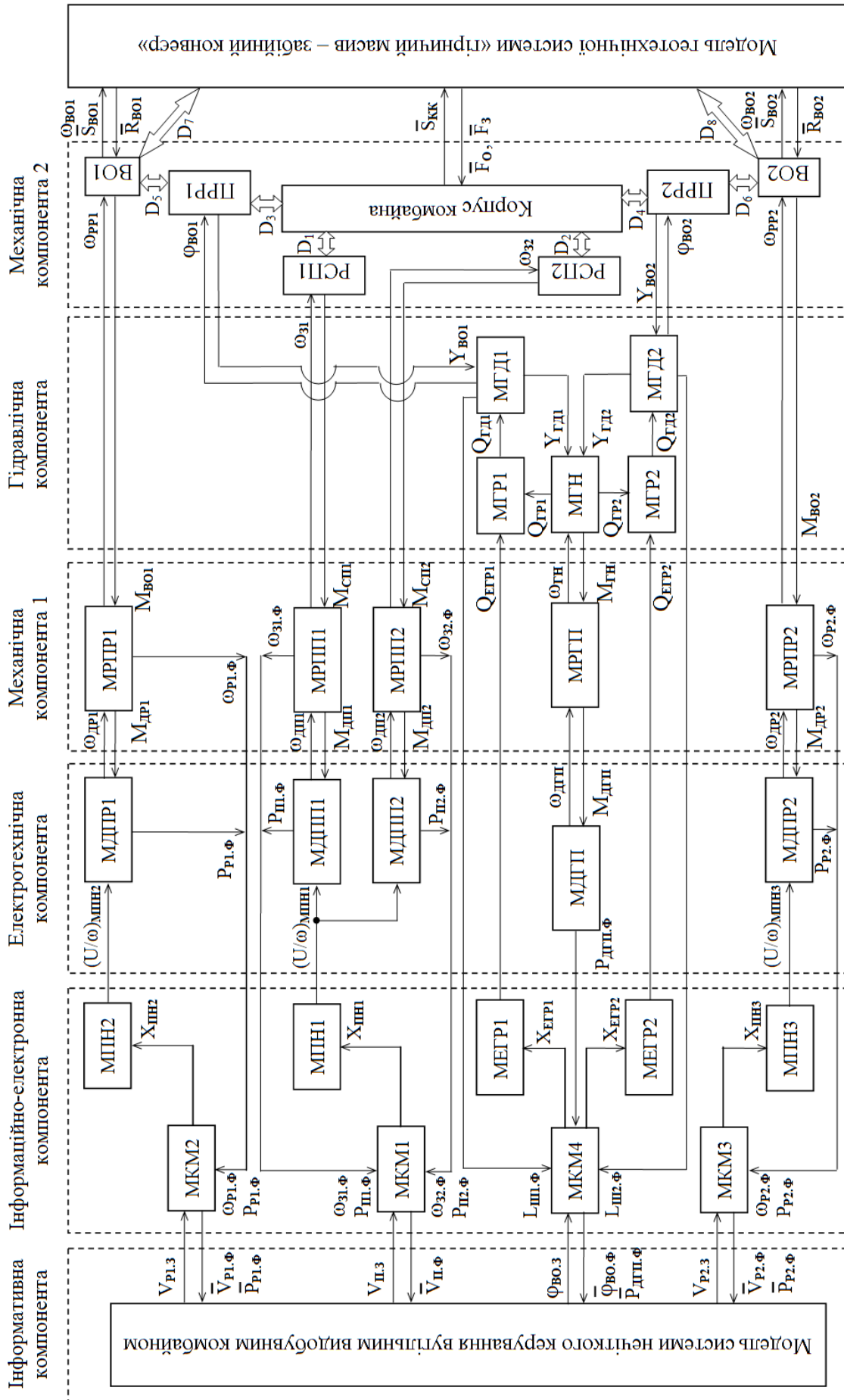
Вихідними величинами І-компоненти є: $V_{п.з}$ – задане значення швидкості подачі вугільного видобувного комбайна, м/хв; $V_{р1.з}$ та $V_{р2.з}$ – задані значення швидкостей різання, відповідно, першого та другого виконавчих органів комбайна, м/с; $\varphi_{в0.з}$ – задане значення кута повороту виконавчого органу комбайна, град.

Інформаційно-електронна компонента (рисунок) складається з таких локальних математичних моделей:

- МКМ1 (модель керуючого модуля системи автоматичного керування швидкістю подачі видобувного комбайна). Основою моделі є алгоритм формування керуючого впливу $X_{пн1}$ за відхиленням фактичної швидкості подачі комбайна від заданої на основі теорії автоматичного керування. Крім керуючого впливу $X_{пн1}$ вихідною величиною моделі також є вектор записаних значень фактичної швидкості подачі за певний проміжок часу $\bar{V}_{п.ф}$. Вхідними величинами моделі є кутові швидкості обертання приводних зірок рушіїв першої $\omega_{з1.ф}$ та другої $\omega_{з2.ф}$ систем подачі видобувного комбайна, а також фактичні активні потужності електродвигунів першого $P_{п1.ф}$ та другого $P_{п2.ф}$ приводів подачі видобувного комбайна. Крім того, вхідною величиною моделі є задане значення швидкості подачі вугільного видобувного комбайна $V_{п.з}$;

- МПН1 (модель перетворювача напруги систем подачі видобувного комбайна). Основою моделі є система рівнянь з логічними функціями [2], що формують необхідні закони зміни частоти і величини діючого значення напруги живлення асинхронного електродвигуна, та, відповідно, його штучні статичні механічні характеристики, а також імітують імпульсний характер зміни у часі напруги після інвертора на силовому виході перетворювача. Вхідною величиною блока МПН1 є значення керуючого впливу $X_{пн1}$ з моделі керуючого модуля МКМ1, а вихідною – значення напруги живлення двигунів приводів подачі зі змінними амплітудою та частотою $(U/\omega)_{мпн1}$;

- МКМ2 (модель керуючого модуля системи автоматичного керування швидкістю різання першого виконавчого органа ВО1 видобувного комбайна). Основою моделі є алгоритм формування керуючого впливу $X_{пн2}$ за відхиленням фактичної швидкості різання ВО1 від заданої на основі теорії автоматичного керування. Крім керуючого впливу $X_{пн2}$ вихідними величинами моделі також є вектори значень фактичної швидкості різання ВО1 $\bar{V}_{р1.ф}$ та фактичної активної потужності двигуна першого приводу різання $\bar{P}_{р1.ф}$, записаних за певний проміжок часу. Вхідними величинами моделі є заміряна фактична кутова швидкість обертання вихідного вала редуктора першого приводу різання $\omega_{р1.ф}$, заміряна активна потужність двигуна першого приводу різання $P_{р1.ф}$, а також задане значення швидкості різання ВО1 $V_{р1.з}$;



Структурна схема комплексної імітаційної моделі вугільного видобування як мехатронної системи

- МПН2 (модель перетворювача напруги першого привода різання видобувного комбайна). Вхідною величиною блоку МПН2 є значення керуючого впливу $X_{\text{МПН2}}$ з моделі керуючого модуля МКМ2, а вихідною – значення напруги живлення двигуна першого привода різання зі змінними амплітудою та частотою $(U/\omega)_{\text{МПН2}}$;

- МКМ3 (модель керуючого модуля системи автоматичного керування швидкістю різання другого виконавчого органа ВО2 видобувного комбайну). Основа моделі МКМ3, її вхідні та вихідні величини за своїм змістом такі самі, як у моделі МКМ2.

- МПН3 (модель перетворювача напруги другого привода різання видобувного комбайна). Вхідною величиною блоку МПН3 є керуючий вплив $X_{\text{МПН3}}$ з моделі керуючого модуля МКМ3, а вихідною – напруга живлення двигуна другого привода різання зі змінними амплітудою та частотою $(U/\omega)_{\text{МПН3}}$;

- МКМ4 (модель керуючого модуля системи автоматичного керування положенням виконавчих органів видобувного комбайна). Основою моделі є алгоритм формування керуючих впливів $X_{\text{ЕГР1}}$ та $X_{\text{ЕГР2}}$ за відхиленням фактичного положення штоку гідродомкратів підсистем гідроприводу виконавчих органів від заданого на основі теорії автоматичного керування. Крім керуючих впливів $X_{\text{ЕГР1}}$ та $X_{\text{ЕГР2}}$ вихідними величинами моделі також є вектори записаних за певний проміжок часу значень фактичного кутового переміщення виконавчого органа видобувного комбайна $\bar{\varphi}_{\text{ВО,Ф}}$ та фактичної активної потужності електродвигуна гідроприводу виконавчих органів комбайна $\bar{P}_{\text{ДП,Ф}}$. Вхідними величинами моделі є задане значення кута повороту виконавчого органа комбайна $\varphi_{\text{ВО,З}}$, а також заміряні фактична потужність електродвигуна гідроприводу виконавчих органів комбайна $P_{\text{ДП,Ф}}$ та фактичні положення штоків гідродомкратів підсистем гідроприводу виконавчих органів $L_{\text{Ш1,Ф}}$ та $L_{\text{Ш2,Ф}}$;

- МЕГР1 та МЕГР2 (моделі електрогідророзподільвачів систем подач, відповідно, першого та другого виконавчих органів комбайна). Моделі МЕГР1 та МЕГР2 є однотипними та складаються з диференційного рівняння другого порядку і системи рівнянь з логічними функціями, що задають статичну характеристику електрогідророзподільвача. Вхідними величинами моделей є значення керуючих впливів $X_{\text{ЕГР1}}$ та $X_{\text{ЕГР2}}$ з моделі керуючого модуля МКМ4, а вихідними – тиски $Q_{\text{ЕГР1}}$ та $Q_{\text{ЕГР2}}$ на керуючих входах гідророзподільвачів підсистем гідроприводу, відповідно, першого та другого виконавчих органів комбайна.

Зазначимо, що в усіх елементах інформаційно-електронної компоненти моделі відбувається квантування інформаційних сигналів за рівнем та часом без врахування інерційності даного процесу.

Усі елементи електротехнічної компоненти комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна (рисунок) є однотипними математичними моделями асинхронних електродвигунів на основі рівнянь Парка-Горева [2]. Стисло охарактеризуємо кожний елемент електротехнічної компоненти:

- МДПР1 та МДПР2 (моделі двигунів, відповідно, першого та другого приводів різання видобувного комбайна). Вхідними величинами є напруги живлення з відповідних моделей перетворювачів напруги $(U/\omega)_{\text{МПН2}}$ та $(U/\omega)_{\text{МПН3}}$, а також моменти опору $M_{\text{ДР1}}$ та $M_{\text{ДР2}}$, зведені до роторів двигунів приводів різання. Вихідними величинами моделей є кутові швидкості обертання роторів $\omega_{\text{ДР1}}$ та $\omega_{\text{ДР2}}$, а також фактичні активні потужності двигунів $P_{\text{Р1,Ф}}$ та $P_{\text{Р2,Ф}}$;

- МДПП1 та МДПП2 (моделі двигунів, відповідно, першого та другого приводів подачі видобувного комбайна). Вхідними величинами є напруга живлення $(U/\omega)_{\text{МПН1}}$ з моделі перетворювача напруги МПН1, а також моменти опору $M_{\text{ДП1}}$ та $M_{\text{ДП2}}$, зведені до роторів двигунів приводів подачі. Вихідними величинами моделей є кутові швидкості обертання роторів $\omega_{\text{ДП1}}$ та $\omega_{\text{ДП2}}$, а також фактичні активні потужності двигунів $P_{\text{П1,Ф}}$ та $P_{\text{П2,Ф}}$;

- МДГП (модель двигуна гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна). Вхідною величиною моделі є момент опору $M_{\text{ДГП}}$, зведений до ротора двигуна гідроприводу, а вихідними – кутова швидкість обертання ротора $\omega_{\text{ДГП}}$ та фактична активна потужність електродвигуна гідроприводу виконавчих органів комбайна $P_{\text{ДГП,Ф}}$.

В елементах першої механічної компоненти (М1-компонента) комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна (рисунок) відбувається моделювання обертових рухів складових частин редукторів приводів видобувного комбайна. Усі елементи М1-компоненти є однотипними математичними моделями на основі багатомасової розрахункової електромеханічної схеми [2]. Стисло охарактеризуємо кожний елемент першої механічної компоненти:

- МРПР1 та МРПР2 (моделі редукторів, відповідно, першого та другого приводів різання видобувного комбайна). Вхідними величинами моделей є кутові швидкості обертання роторів $\omega_{\text{ДР1}}$ та $\omega_{\text{ДР2}}$, а також моменти опору обертанню першого $M_{\text{ВО1}}$ та другого $M_{\text{ВО2}}$ виконавчих органів видобувного комбайна. Вихідними величинами моделей є кутові швидкості обертання вихідних валів редукторів $\omega_{\text{РР1}}$ та $\omega_{\text{РР2}}$, їх значення після квантування за рівнем та часом $\omega_{\text{Р1,Ф}}$ і $\omega_{\text{Р2,Ф}}$, а також моменти опору $M_{\text{ДР1}}$ та $M_{\text{ДР2}}$, зведені до роторів двигунів приводів різання;

- МРПП1 та МРПП2 (моделі редукторів, відповідно, першого та другого приводів подачі видобувного комбайна). Вхідними величинами моделей є кутові швидкості обертання роторів $\omega_{\text{ДП1}}$ та $\omega_{\text{ДП2}}$, а та-

кож моменти опору переміщенню видобувного комбайна, зведені до приводних зірок рушіїв першої $M_{СП1}$ та другої $M_{СП2}$ систем подачі комбайна. Вихідними величинами моделей є кутові швидкості обертання приводних зірок рушіїв ω_{31} та ω_{32} , їх значення після квантування за рівнем та часом $\omega_{31,\Phi}$ і $\omega_{32,\Phi}$, а також моменти опору $M_{ДП1}$ та $M_{ДП2}$, зведені до роторів двигунів приводів подачі;

- МРГП (модель редуктора гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна). Вхідними величинами моделі є кутова швидкість обертання ротора двигуна гідроприводу $\omega_{ДГП}$ та момент опору гідронасоса $M_{ГН}$, а вихідними – кутова швидкість обертання вихідного вала редуктора гідроприводу $\omega_{ГН}$ та момент опору $M_{ДГП}$, зведений до ротора двигуна гідроприводу.

До гідравлічної компоненти комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна входять такі локальні математичні моделі:

- МГН (модель гідронасоса гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна). Модель гідронасоса побудована на основі диференційного рівняння другого порядку з транспортним запізненням. При цьому враховуються також динамічні властивості гідромагістралі підсистем гідроприводу виконавчих органів комбайна. Вхідними величинами моделі є кутова швидкість обертання вихідного вала редуктора гідроприводу $\omega_{ГН}$ та сили опору переміщенню штоків гідродомкратів підсистем гідроприводу першого $Y_{ГД1}$ та другого $Y_{ГД2}$ виконавчих органів комбайна. Вихідними величинами моделі є момент опору гідронасоса $M_{ГН}$, зведений до вихідного вала редуктора гідроприводу, а також тиски на силових входах гідророзподільовачів підсистем гідроприводу першого $Q_{ГР1}$ та другого $Q_{ГР2}$ виконавчих органів комбайна;

- МГР1 та МГР2 (моделі силових гідророзподільовачів підсистем гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна). Моделі є однотипними та в їх основі лежить диференційне рівняння третього порядку. Вхідними величинами моделей є тиски на керуючих ($Q_{ЕГР1}$ і $Q_{ЕГР2}$) та силових ($Q_{ГР1}$ і $Q_{ГР2}$) входах гідророзподільовачів підсистем гідроприводу, відповідно, першого та другого виконавчих органів комбайна. Вихідними величинами моделей силових гідророзподільовачів МГР1 та МГР2 є тиски $Q_{ГД1}$ та $Q_{ГД2}$ на входах гідродомкратів підсистем гідроприводу, відповідно, першого та другого виконавчих органів комбайна;

- МГД1 та МГД2 (моделі гідродомкратів підсистем гідроприводу виконавчих органів видобувного комбайна). Моделі є однотипними та побудовані на основі диференційного рівняння третього порядку гідродомкрата та багатомасової розрахункової механічної схеми підсистеми підвіски виконавчого органа. Вхідними величинами моделей МГД1 та МГД2 є тиски $Q_{ГД1}$ та $Q_{ГД2}$ на входах гідродомкратів, а також сили опору переміщенню першого $Y_{ВО1}$ та другого $Y_{ВО2}$ виконавчих органів комбайна, вектори яких співпадають з векторами переміщення виконавчих органів у просторі. Вихідними величинами моделей є положення штоків гідродомкратів підсистем гідроприводу виконавчих органів $L_{Ш1,\Phi}$ та $L_{Ш2,\Phi}$, кутові переміщення першого $\Phi_{ВО1}$ та другого $\Phi_{ВО2}$ виконавчих органів, а також сили опору переміщенню штоків гідродомкратів підсистем гідроприводу першого $Y_{ГД1}$ та другого $Y_{ГД2}$ виконавчих органів комбайна.

Особливістю другої механічної компоненти (М2-компонента) комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна (рисунок) є те, що всі її елементи розглядаються як окремі розосереджені маси m , на які умовно розділяється видобувний комбайн. Між цими масами присутні певні пружно-демпфуючі зв'язки та кожна з них здійснює складне переміщення у тримірному просторі. Таким чином, видобувний комбайн розглядається як система розосереджених у просторі кінематичної енергії T , потенціальної енергії Π та дисипативних властивостей, що описуються дисипативною функцією Φ :

$$\left\{ \begin{array}{l} T = \sum_{i=1}^m T_i \\ \Pi = \sum_{j=1}^D \Pi_j \\ \Phi = \sum_{j=1}^D \Phi_j \end{array} \right.$$

де D – пружно-демпфуючі зв'язки між масами, що здійснюють складний рух у просторі (D_{1-6} на рисунку), а також пружно-демпфуючі зв'язки між виконавчими органами комбайна та геотехнічною системою «гірничий масив – забійний конвеєр» (D_{7-8} на рисунку). Пружно-демпфуючі зв'язки D на рисунку показані подвійними стрілками.

Таким чином, основою другої механічної компоненти комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна є не сукупність окремих локальних математичних моделей із певними зв'язками між ними, а система рівнянь із декількома спільними невідомими змінними, що описують динамічні процеси у складній механічній системі «виконавчі органи ВО – поворотні редуктори різання ПРР – корпус комбайна – рушії систем подачі РСР» (рисунок).

Вхідними величинами другої механічної компоненти комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна є:

- кутові швидкості обертання вихідних валів редукторів приводів різання ω_{pp1} та ω_{pp2} , об/хв;
- вектори проєкцій сил реакції вугільного масиву на руйнування вугілля, його транспортування та навантаження на забійний конвеєр першим \bar{R}_{BO1} та другим \bar{R}_{BO2} виконавчими органами комбайна, Н;
- кутові швидкості обертання приводних зірок рушіїв ω_{31} та ω_{32} , відповідно, першої та другої систем подачі комбайна, об/хв;
- кутові переміщення першого φ_{BO1} та другого φ_{BO2} виконавчих органів видобувного комбайна, град.;
- вектор сил тертя опорних механізмів комбайна о поверхні риштачного постапу та навісного обладнання забійного конвеєра \bar{F}_O , Н;
- вектор сил тертя захопних елементів комбайна о поверхні напрямних навісного обладнання забійного конвеєра \bar{F}_3 , Н.

Вихідними величинами другої механічної компоненти комплексної імітаційної моделі вугільного видобувного комбайна є:

- моменти опору обертанню першого M_{BO1} та другого M_{BO2} виконавчих органів видобувного комбайна, Н·м;
- сили опору переміщенню першого Y_{BO1} та другого Y_{BO2} виконавчих органів комбайна, вектори яких співпадають з векторами переміщення виконавчих органів у просторі, Н;
- моменти опору переміщенню видобувного комбайна, зведені до приводних зірок рушіїв першої $M_{СП1}$ та другої $M_{СП2}$ систем подачі комбайна, Н·м;
- кутові швидкості обертання першого ω_{BO1} та другого ω_{BO2} виконавчих органів видобувного комбайна, об/хв;
- вектори проєкцій лінійних переміщень центрів мас, відповідно, першого \bar{S}_{BO1} та другого \bar{S}_{BO2} виконавчих органів на осі тривимірних рухомих систем координат на поточному такті моделювання, см;
- вектор \bar{S}_{KK} кутових переміщень корпусу комбайна відносно осей тривимірної нерухомої системи координат та проєкції лінійного переміщення його центра маси на дані осі на поточному такті моделювання.

Модель геотехнічної системи «гірничий масив – забійний конвеєр» імітує вплив на видобувний комбайн зовнішнього середовища, яким для комбайна є навісне обладнання і риштачний став забійного конвеєра та вугільний масив. Вплив відбувається через сили опору переміщенню видобувного комбайна та його виконавчих органів, що формують навантаження на вихідних валах редукторів приводів комбайна, а також впливають на характер коливання корпусу комбайна, поворотних редукторів різання й виконавчих органів у просторі. Модель геотехнічної системи «гірничий масив – забійний конвеєр» є комплексною та складається з таких локальних математичних моделей:

- модель імітації зміни у часі проєкцій сил опору переміщенню виконавчих органів видобувного комбайна за умови руйнування, транспортування та навантаження вугілля й породи (тобто вихідними величинами моделі є вектори \bar{R}_{BO1} та \bar{R}_{BO2}). Вхідними величинами моделі є переміщення центрів мас корпусу комбайна та його виконавчих органів (вектори \bar{S}_{BO1} , \bar{S}_{BO2} та \bar{S}_{KK}), а також кутові швидкості обертання виконавчих органів комбайна (ω_{BO1} та ω_{BO2});
- модель імітації зміни у часі сил опору обертанню приводних зірок рушіїв системи подачі видобувного комбайна (є вихідними величинами моделі). Вхідними величинами моделі є проєкції лінійного переміщення центра маси корпусу комбайна (\bar{S}_{KK}), проєкції сил опору переміщенню виконавчих органів на вісь, що співпадає з напрямом переміщення корпусу комбайна, а також кутові швидкості обертання приводних зірок рушіїв систем подачі комбайна (ω_{31} та ω_{32});
- модель імітації зміни у часі сил тертя захопних елементів комбайна о поверхні напрямних навісного обладнання забійного конвеєра та сил тертя опорних механізмів комбайна о поверхні риштачного постапу та навісного обладнання забійного конвеєра (є вихідними величинами моделі). Вхідними величинами моделі є кутові переміщення корпусу комбайна відносно осей тривимірної нерухомої системи координат та проєкції лінійного переміщення його центра маси на дані осі (\bar{S}_{KK}).

Отже, через зв'язки між силовими компонентами (електротехнічна, гідравлічна та механічні), інформаційні зворотні зв'язки, а також через взаємний вплив рухомих мас, на які умовно розділений комбайн, майже між усіма елементами комплексної моделі комбайна простежуються або прямі, або непрямі й складні взаємні зв'язки, навіть якщо елементи належать різним компонентам моделі та підсистемам комбайна. Виникнення збурення у будь-якому елементі моделі комбайна призведе через ці взаємозв'язки до складної ланцюгової реакції зміни параметрів інших елементів як поточної компоненти, так і інших компонентів. Причому, з урахуванням подвійного напрямку зв'язків між елементами, ланцюгова реакція

на збурення має зворотний ефект – у наступний момент часу на початковий елемент, окрім збурення, почнуть діяти зворотні реакції інших елементів моделі на його попередній вплив.

Висновки

У запропонованій комплексній імітаційній моделі вугільного видобувного комбайна завдяки наявності багатьох прямих та непрямих зв'язків між усіма елементами різних компонентів моделі врахована синергетична інтеграція конструктивних вузлів різної фізичної природи сучасного комбайна, яка у значній мірі визначає його динамічні властивості та закономірності функціонування. Для цього за умови створення комплексної імітаційної моделі видобувного комбайна застосований мехатронний підхід, коли комбайн розглядається як єдина та складна мехатронна система.

Список літератури

1. Бойко Н.Г. Погрузка угля очистными комбайнами / Н.Г. Бойко — Донецк : ДонНТУ, 2002. — 157 с.
2. Стариков Б.Я. Асинхронный электропривод очистных комбайнов / Б.Я. Стариков, В.Л. Азарх, З.М. Рабинович. — М. : Недра, 1981. — 288 с.
3. Математическая модель для определения нагрузок в опорно-направляющих устройствах и механизме перемещения очистного комбайна типа УКД300 / В.П. Кондрахин, Н.М. Лысенко, А.В. Косарев, В.В. Косарев, Н.И. Стадник // Наукові праці ДонНТУ. — Донецьк, 2005. — Вип. 99. — С. 111—120.
4. Кондрахин В.П. Имитационная математическая модель динамических процессов очистных комбайнов высокой энерговооруженности с вынесенной системой подачи / В.П. Кондрахин, В.Г. Гуляев, В.Л. Головин // Наук. праці ДонНТУ. — Донецьк, 2006. — Вип. 12 (113). — С. 113—130.
5. Стадник Н.И. Мехатроника в угольном машиностроении / Н.И. Стадник, А.В. Сергеев, В.П. Кондрахин // Горное оборудование и электромеханика. — М., 2007. — № 4. — С. 20 — 29.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Ткачовим В.В.

УДК 681.3:004.8:622.867

В.В. Слесарев, д-р техн. наук, В.С. Маргитич

РАЗРАБОТКА ОПЕРАТИВНЫХ ПЛАНОВ ЛИКВИДАЦИИ ШАХТНЫХ АВАРИЙ НА БАЗЕ ПРЕЦЕДЕНТНОГО ПОДХОДА

Анотація. У статті вирішені питання ідентифікації і адаптації прецедентів для бази даних інтелектуальної системи підтримки рішень при ліквідації аварій на шахтах. Показані можливості прогнозування стану оперативної обстановки на пожежі, використовуючи збережені в базі знань прецеденти у вигляді варіантів причинно-наслідкових зв'язків. Розроблені процедури зберігання і пошуку подібних випадків у базі знань.

Ключові слова: оперативний план, інтелектуальна система, ліквідація аварій на шахтах.

Аннотация. В статье решены вопросы идентификации и адаптации прецедентов для базы данных интеллектуальной системы поддержки принятия решений при ликвидации аварий на шахтах. Показаны возможности прогнозирования состояния оперативной обстановки на пожаре, используя сохраненные в базе знаний прецеденты в виде вариантов причинно - следственных связей. Разработаны процедуры хранения и поиска подобных случаев в базе знаний.

Ключевые слова: оперативный план, интеллектуальная система, ликвидация аварий на шахтах.

Abstract. In the article the issues of identification and adaptation of precedents for the database of intellectual systems of decision making support in emergency response in the mines. The possibilities of predicting the state of the operational environment on fire, using saved in the knowledge base precedents in the form of variants of causal relationships. Developed procedures for the storage and retrieval of similar cases in the knowledge base.

Keywords: оперативний план, інтелектуальна система, ліквідація аварій на шахтах.

Введение. Принятие оперативных решений при тушении пожаров на шахте, вызывает необходимость создания «Компьютерных систем поддержки принятия решений руководством объекта управления в экстремальных ситуациях». В данном случае возникает задача создания баз знаний, по которым возможно оперативно принимать в экстремальных условиях обоснованные, точные решения. Разрабатывае-

мая модель знаний данной предметной области содержит имплицативные (причинно-следственные) отношения, посредством которых описываются возможные аварийные ситуации. Поэтому в работе решаются задачи: описания возможных аварийных ситуаций; процедуры конкретизации или обобщения этих ситуаций; процедуры их адаптации реальным условиям, сложившимся на объекте управления; схемы принятия решений по ликвидации аварий. Все эти процессы в основном представляются на уровне нечётких лингвистических переменных.

Формулировка цели и задачи исследования.

В работе должны решаться вопросы возможности прогнозирования состояния оперативной обстановки на пожаре в шахте, используя сохранённые в базе знаний прецеденты в виде вариантов причинно – следственных связей, организации процедур идентификации, адаптации, хранения, поиска подобных прецедентов в базе знаний интеллектуальной системы.

Изложение основного материала исследований.

После возникновения аварии и ввода в действие планов ликвидации аварий (ПЛА) подразделения горноспасателей действуют согласно его требованиям. Они принимают меры по спасению людей, а затем производят разведку аварийного объекта [1,2]. Дальнейшие действия горноспасателей определяются «Оперативными планами» [1]. Общий алгоритм процесса принятия решений при ликвидации аварий на шахте включает в свой состав несколько этапов составления оперативных планов, количество которых зависит от сложности аварии. Использование прецедентного подхода при разработке «Оперативных планов» рассмотрим по схеме, изображённой на рис.1.



Рис .1. Цикл вывода решений, направленных на ликвидацию аварии

1. Этап «Новый случай».

На данном этапе проверяется схожесть (идентификация) нового случая (прецедента), уже имеющимся прецедентам в базе **6** по интегральному критерию. При идентификации используются отношения типа «класс-класс» («is-a») и «часть-целое» («part-of»). Отношение «is-a» используется при сравнении таксономической близости концептов, а «part-of» при установлении близости атрибутов экземпляров прецедентов. Для сравнения сложных атрибутов (экземпляр – часть экземпляра) алгоритм применён рекурсивно, при заданной максимальной глубине рекурсии. При этом сравниваются атрибуты только совместимых типов (имеющих атрибуты общего базового класса). На рис.2 изображён фрагмент сетевой информации о пожаре на шахте, содержащий, как описание аварийной обстановки А, так и решения В, направленные на её ликвидацию.

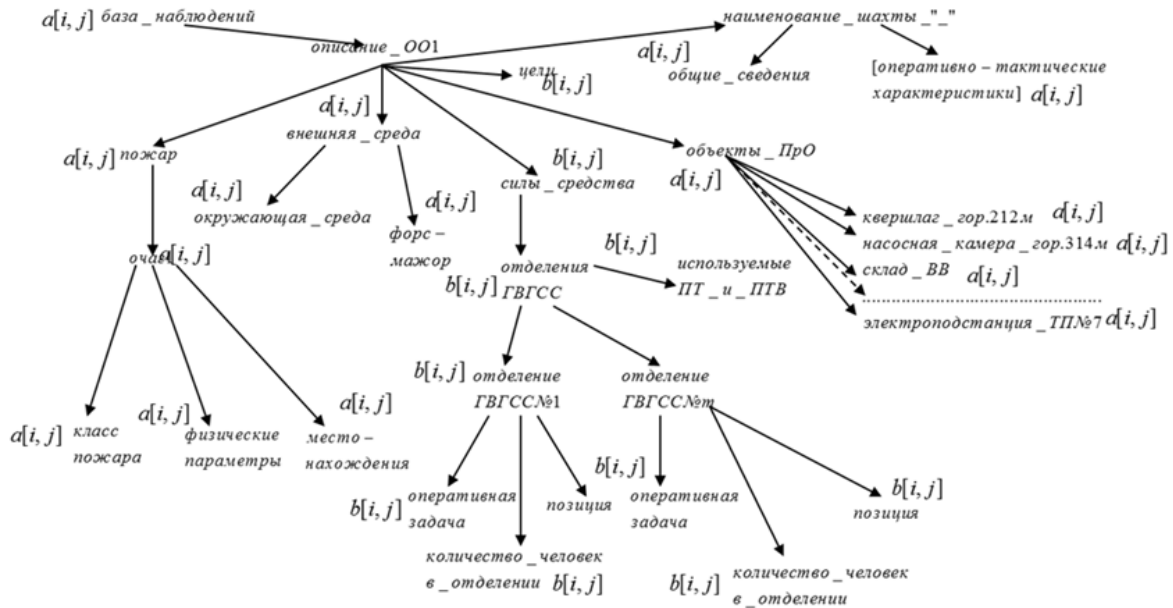


Рис. 2. Фрагмент информации о пожаре на шахте «Известий» ГП «Донбассантрацит», произошедшего 04.09.09

На рис. 3 изображена модель сетевой структуры информации прецедента, характеризующего состояние шахты в аварийной обстановке с обозначенными атрибутами $a[i, j]$ и $b[n, k]$.

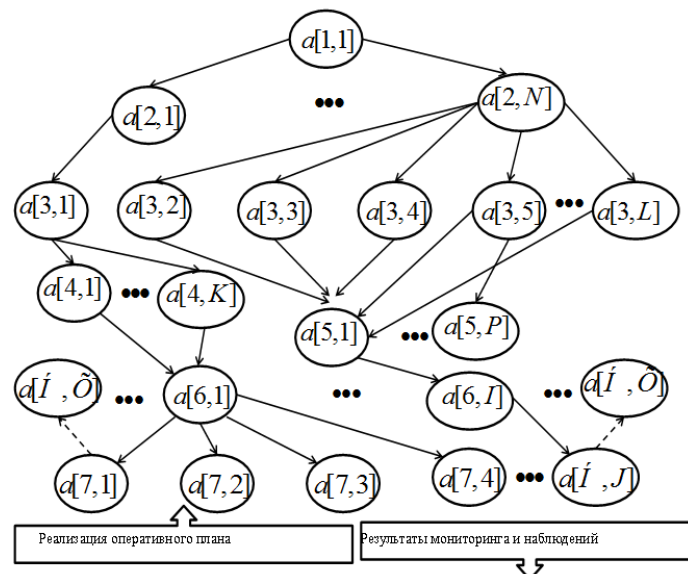


Рис. 3. Фрагмент модели сетевой структуры информации – состояние аварийного объекта

На рис.3 изображены $a[H, X]$ – параметры, описывающие состояния аварийного объекта. На рис.4 обозначены: $b[E, 1] \div b[E, K]$ – характеристики сил и средств, используемые при ликвидации пожаров на шахтах; $b[E.K + 1] \div b[E.K + M]$ – соответственно, способы ликвидации аварий и характеристики оперативной обстановки.

Определение локальная мера сходства для отношения «is-a»:

$$Sim_{is-a}(a[i, j]_p, a[i, j]_q) = \frac{|A_S(a[i, j]_p) \cap A_S(a[i, j]_q)|}{|A_S(a[i, j]_p) \cup A_S(a[i, j]_q)|}, \quad (1)$$

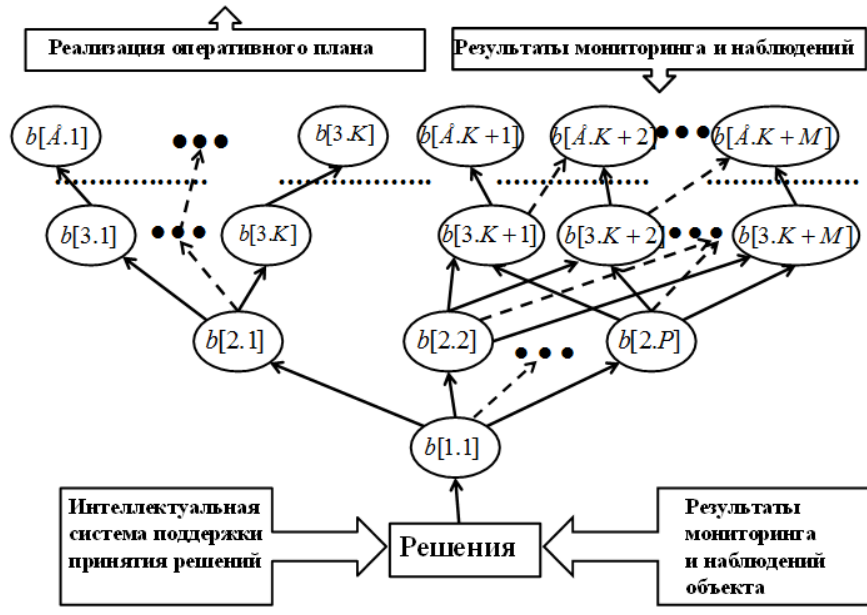


Рис. 4. Фрагмент модели сетевой структуры информации о действиях подразделений горноспасателей

где $A_s(a[i, j]_p)$ - множество классов в онтологии прецедентов, с которыми сравнивается аварийная ситуация $A_s(a[i, j]_q)$; A_s - множество классов в онтологии прецедентов; $a[i, j]_p, a[i, j]_q$ - объекты в онтологии, входящие во множество A_s .

Локальная мера сходства для отношения «part-of»

$$Sim_{po}(q, p) = \frac{\sum_{n=1}^H \sum_{k=1}^J f(sim_t)(a[i, j]_n^q, a[i, j]_k^p)^* w_j}{l + m}, t \in T, a \in A, \quad (2)$$

где $a[i, j]_n^q, a[i, j]_k^p$ - атрибуты сравниваемых объектов с совпадающими названиями и типами (см. рис.2,3); i - номер слоя в сети; j - номер атрибута в слое сети; q - атрибуты текущей аварийной обстановки; p - атрибуты прецедентов уже имевших место на шахтах; $f(sim_t)$ - функция сравнения простых атрибутов predefined типов T ; $T = \{ "string", "integer", "float", "boolean" \}$. l, m - количество атрибутов в каждом из экземпляров; w_j - вес, присвоенный атрибуту a .

Для сравнения значений атрибутов числовых типов использована нормированная дистанция.

$$dist_T(a, b) = \frac{|a - b|}{ceil_T},$$

где a, b - соответственно, значения числового типа, принадлежащие отрезку T , $ceil_T$ - максимальное значение, принадлежащее отрезку T .

При этом, мера сходства будет равна: $fsim_T(a, b) = 1 - dist_T(a, b)$.

Значения атрибутов строковых типов сравниваются посимвольно и, в зависимости от атрибута, используется мера сходства либо, допускающая искажение, - «расстояние Хэмминга», либо не допускающая искажений, т.е. строгое посимвольное сравнение. После того, как рассчитаны локальные меры сходства элементов запроса и прецедентов определённого класса, вычисляется глобальная мера сходства:

$$\max Sim_{glob}(q, p) = \frac{sim_{is-a}(q, p) * W_{is-a} + sim_{po}(q, p) * W_{po}}{2}, \tag{3}$$

где W_{is-a}, W_{po} - соответственно, веса отношений «is-a» и «part-of».

Если в результате проведения этого этапа установлено интегральное несоответствие нового случая с имеющимися прецедентами, то информацию о нём заносят в базу знаний 6.

3. Этап адаптированный случай

В случае если найденный прецедент не является полным аналогом (подобным – like – «Lik») текущей ситуации, должна выполняться адаптация - модификация решения, которое имеется в выбранном прецеденте и направлено на решение целевой проблемы. Невозможно выработать единый вариант для такой адаптации, так как это в большой степени зависит от прикладной области. Если существуют алгоритмы адаптации, они обычно предполагают наличие зависимости между признаками прецедентов и признаками содержащихся в них решений. Такие зависимости могут задаваться человеком при построении базы прецедентов или обнаруживаться в базе автоматически методами добычи знаний. В данном случае модификация решения включает интерполяцию числовых признаков, полученных на основании целенаправленной обработки протоколов успешно ликвидированных пожаров на шахтах Украины. А, также использования метода редукции при нахождении решений для текущей оперативной задачи подразделений горноспасателей.

Специализированный редактор онтологии (библиотеки) прецедентов позволяет эксперту вводить знания в терминах исследуемой предметной области. При этом редактор обеспечивает возможность формулировать вопросы к эксперту, помогая ему, тем самым, определить те знания проблемной среды, которые необходимы в данный момент. Конечным продуктом порождения является база знаний о прецедентах, которые были внесены в онтологию (библиотеку прецедентов) (см. рис 1).

После того, как выбран подходящий прецедент, при поиске решения для целевой проблемы выполняется адаптация – модификация имеющегося в нем решения с целью его оптимизации. Невозможно выработать единый вариант для такой адаптации, так как это в большой степени зависит от предметной области. Если существуют алгоритмы адаптации, они обычно предполагают наличие зависимости между признаками аварийных параметров прецедентов и признаками содержащихся в них решений. Такие зависимости могут задаваться человеком при построении базы прецедентов или обнаруживаться в базе автоматически. В данном случае оценка влияния принимаемых решений на параметры аварийного объекта производилась путём подсчёта вероятностной частоты использования конкретного решения в однотипных аварийных ситуациях. Сеть взаимовлияний решений на аварийные параметры объекта управления представлены следующей аналитической зависимостью (4):

$$\text{Матрица_влияний} - \mathfrak{R} = \left\| \begin{array}{l} IF \Delta b_{(1,1)} THEN [\gamma_{(1,1)} \Delta a_{(1,1)} \cap \gamma_{(1,2)} \Delta a_{(1,2)} \cap \dots \cap \gamma_{(1,n)} \Delta a_{(1,n)}]; \\ IF \Delta b_{(2,1)} THEN [\gamma_{(2,1)} \Delta a_{(2,1)} \cap \gamma_{(2,2)} \Delta a_{(2,2)} \cap \dots \cap \gamma_{(2,n)} \Delta a_{(2,n)}]; \\ \dots \\ IF \Delta b_{(k,1)} THEN [\gamma_{(k,1)} \Delta a_{(k,1)} \cap \gamma_{(k,2)} \Delta a_{(k,2)} \cap \dots \cap \gamma_{(k,n)} \Delta a_{(k,n)}] \end{array} \right\|, \tag{4}$$

где $\Delta b_{(i,j)}$ – изменение в управляющем воздействии (решение); $\Delta a_{(i,j)}$ – изменение в атрибутах (параметрах) экземпляров аварийных ситуаций; $\gamma_{(i,j)}$ – оператор влияния решения на параметр. Если решение не влияет на параметр, то $\gamma_{(i,j)} = 0$; $k \neq n$ – соответственно, количество управляющих воздействий (решений) k не равно числу атрибутов n экземпляра аварийной ситуации.

Свёрнутые импликации для этого случая выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} \Delta a[i_S, j_S]_{(1)} &\Leftarrow \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(1)}; \\ \Delta a[i_S, j_S]_{(2)} &\Leftarrow \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(1)} \cap \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(2)}; \\ &\dots \\ \Delta a[i_S, j_S]_{(t)} &\Leftarrow \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(1)} \cap \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(2)} \cap \dots \cap \gamma_{i,j} \Delta b[i_P, j_P]_{(u)}, \end{aligned}$$

где t – число регулируемых параметров; u – количество решений.

Для двух решений и одного регулируемого параметра система импликаций (4) будет выглядеть следующим образом:

$$if\{\Delta b[i_p, j_p]_{(1)}\} \Rightarrow then\{\gamma_{i,j(1)} + \gamma_{i,j(2)} + \gamma_{i,j(1)} \times \gamma_{i,j(2)}\} \times [\Delta a[i_s, j_s]_{(1)} \cap \Delta a[i_s, j_s]_{(2)}], \quad (5)$$

где $\Delta b[i_p, j_p]_{(1)}$ – решение (1) в прецеденте.

$\Delta a[i_s, j_s]_{(2)}$ – изменение 2-го параметра (атрибута) аварийного объекта.

Для каждого нового случая устанавливаются по возрастающей зависимости следующих соотношений:

$$\left(\frac{a[i, j]_n^q}{a[i, j]_k^{p*}} \right)_{1(\min)} < \left(\frac{a[i, j]_n^q}{a[i, j]_k^{p*}} \right)_2 < \dots < \left(\frac{a[i, j]_n^q}{a[i, j]_k^{p*}} \right)_{z(\max < 1)}, \quad (6)$$

где $a[i, j]_n^q, a[i, j]_k^p$ – атрибуты сравниваемых объектов с совпадающими названиями и типами (см. рис. 3); i – номер слоя в сети; j – номер атрибута в слое сети; q – атрибуты текущей аварийной обстановки; p – атрибуты прецедентов уже имевших место на шахтах; z – число исследуемых соотношений однотипных атрибутов.

По матрице взаимовлияний с учётом (6) определяются необходимые решения $\Delta b[i_p, j_p]_{(1)}$, направленные на изменения аварийных параметров $\Delta a[i_s, j_s]$.

Чем меньше значение $\left(\frac{a[i, j]_n^q}{a[i, j]_k^{p*}} \right)$, тем предпочтительнее соответствующее решение.

После установления минимальных соотношений $\left(\frac{a[i, j]_n^q}{a[i, j]_k^{p*}} \right)$ определяются объекты, характеризующие основные отличия по следующей зависимости (логическая разность):

$$a[i, j]_o = |a[i, j]_k^p - (a[i, j]_k^p \cap a[i, j]_n^q)|, \quad (7)$$

(7)

где $a[i, j]_p, a[i, j]_q$ – объекты с атрибутами в онтологии, входящие во множества A_p, A_q ;

На основании регрессионных связей $a[i, j]_o$ с $b[n, k]$ (4) устанавливаются, по множеству исследуемых прецедентов (около 50), необходимые решения, направленные на ликвидацию пожара.

В соответствии с предложенными моделями и алгоритмами разработаны методики проектирования интеллектуальной системы для поддержки принятия решений при ликвидации пожаров на шахтах. Особенностью предложенных методик является применение принципов объектно-когнитивного анализа на этапе моделирования, а также в интеграции моделей правил и прецедентов на основе онтологии на этапе формализации процесса поиска решений. Поиск осуществляется на множестве прецедентов в *Onto^{Precedent}*, включающих две обязательные составные части: описание аварийных ситуаций (А) и пути выхода из них (решения) (В). Описание представляет множество пар {дескриптор, значение}, где значение – ссылка на объект – экземпляр класса онтологии *Onto*, инкапсулирующего свойства определённого компонента (части) системы поддержки принятия решений при ликвидации аварий на шахтах и описывающий определённый её параметр. При инициализации процедуры поиска создаётся запрос q , представляющий собой набор экземпляров класса, соответствующих заданным (требуемым) параметрам $a[i, j]_o$ и $b[n, k]$.

Определение управляющих воздействий в технологических и организационных системах шахты при аварийных ситуациях.

Технические и организационные мероприятия, которые приведены в текстовой части ПЛА, дают возможность с достаточной точностью определять управляющие воздействия при составлении оперативных планов процесса ликвидации аварий и адаптации самой позиции ПЛА. Реализация данного метода и алгоритмов рассматривалась на примере базы данных ПЛА шахты «Западно-донбасская» ОАО «Павлоградуголь». Для этого необходимо установить, какой позиции ПЛА наиболее точно соответствует оперативная обстановка, сложившаяся на объекте управления после проведения подразделениями ГВГСС разведки аварийного объекта.

Каждый “возможный прецедент” (ВП) (позиция плана ликвидации аварий) имеет имя I_name_i на основании разработанных правил отнесён к одному из заранее определённых классов проблемной среды (ПС – шахты в аварийной обстановке) $category_i$ (н.р., «Пожар во втором вентиляционном штреке»).

ВП представляет собой объекты (классы и их свойства) онтологии процессов ликвидации аварийных ситуаций на шахтах, выраженные через совокупность параметров описания проблемной среды D_{S_i} , её решения SI_i и оперативного плана действия Sc_i по её устранению.

Существующие алгоритмы для организации процесса рассуждений на основе онтологии не позволяют производить анализ и сравнение свойств экземпляров типов. В работе разработан метод поиска и реализующий его алгоритм, который позволил учитывать как стандартные процедуры вывода на онтологии, так и поиск по аналогии, который даёт возможность сопоставить текущую аварийную ситуацию (АС) с возможными аварийными ситуациями в онтологии возможных прецедентов (в ПЛА) и выбрать наиболее подходящий из них.

Шаг 1. При установлении соответствия реальной оперативной обстановки и аварийной ситуации, полученной в результате моделирования пожара на сетевой модели вентиляционной системы шахты (структурная идентификация) используется следующее выражение:

$$Sim_{is-a}(k_{[аварийных_зон]_{(ВП)_i}}, k_{[аварийных_зон]_{(PP)_i}}) = \frac{|K_{[аварийных_зон]_{(ВП)_i}} \cap K_{[аварийных_зон]_{(PP)_i}}|}{|K_{[аварийных_зон]_{(ВП)_i}} \cup K_{[аварийных_зон]_{(PP)_i}}|}, \quad (8)$$

где - $K_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ и $KP_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ текстовые структуры организационных и технических мероприятий ПЛА.

Шаг 2. Затем необходимо определить отличаются ли технические и организационные мероприятия (6 классов $K_{(i,j,m,k,l,s)}$), ранее проведённые с мероприятиями, которые предусмотрены планом для обстановки, сложившейся на момент после разведки шахты подразделениями ГВГСС (6 классов $KP_{(i,j,m,k,l,s)}$).

Если эти мероприятия обладают достаточной мерой сходства, то дополнительных управляющих воздействий нет. Если же имеется достаточное отличие, то эти мероприятия определяются путём проведения специальных операций с текстовыми структурами организационных и технологических мероприятий позиций ПЛА.

Шаг 3. С текстовыми структурами $K_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ и $KP_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ проводится операция *Логическая разность*:

$$K_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}} - KP_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}} = K_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}} \cap \overline{KP_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}}, \quad (9)$$

где $K_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ – класс организационных и технологических мероприятий суперкласса возможных прецедентов - позиций ПЛА, установленный путём моделирования пожара на сетевой модели вентиляционной системы шахты; $KP_{(S)[орг.и_техн._мер.]_{(L)}}$ – класс организационных и технологических мероприятий суперкласса (позиции ПЛА), реализованных после ввода в действие ПЛА. Функция принадлежности для параметров, сравниваемых классов - $a_{(i)}$ определяется по формуле:

$$\mu_{K_{(i)}-KP_{(i)}}(a_{(i)}) = \mu_{K_{(i)} \cap \overline{KP_{(i)}}}(a_{(i)}) = \min(\mu_{K_{(i)}}(a_{(i)}), 1 - \mu_{KP_{(i)}}(a_{(i)})). \quad (10)$$

В результате проведения операции (9) будут определены управляющие воздействия (решения), которые необходимо реализовать в каждом конкретном случае – аварии на шахте.

5. Этап сохранённый случай

Результатом выполнения фаз поиска и адаптации прецедентов является оперативный план для решения текущей проблемы. Чтобы замкнуть цикл вывода решений и пополнить знания системы, необходимо сохранить текущий опыт планирования. Обучение осуществляется на основе наблюдения за ответной реакцией при исполнении плана. Планировщик может учиться как на положительных, так и на отрицательных примерах. Однако сохранение знаний является необязательным шагом. Библиотека прецедентов может быть сформирована разработчиками заранее и содержать решения наиболее распространенных (в данной предметной области) задач планирования. В этом случае система будет не способна к адаптации. Но использование такого подхода может оказаться целесообразным в статичных предметных областях, когда нужно повысить лишь эффективность получения планов. Так как библиотека прецедентов заполняется экспертами в данной предметной области, то она, вероятно, будет содержать более эффективные решения, чем те, которые система сформировала бы автоматически. Кроме того, эксперт знает, какие задачи наиболее распространены в данной предметной области. Поэтому получаемая таким образом библиотека прецедентов с одной стороны должна быть более компактна, а с другой — содержать прецеденты, наиболее пригодные для повторного использования

Выводы

- доказана возможность корректного функционирования подсистемы генерации проектов «Оперативных планов» ликвидации аварий на шахтах посредством применения методов установления дифференциальной идентификации прецедентов реальной аварийной обстановке;
- в работе установлены регрессионные зависимости, характеризующие влияние принимаемых решений на аварийные параметры объекта управления;
- возможность прогнозирования состояния оперативной обстановки на пожаре, используя сохраненные в базе знания прецеденты в виде вариантов причинно-следственных связей.

Список литературы

1. Соболев Г.Г. Горноспасательное дело .- 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра,1979. – 432 с., ил.
2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. Издание второе, переработанное и дополненное. М., «Недра», 1977, 223 С.
- 3.Алексеев А.М. Автоматизация построения онтологии ликвидации аварий на шахтах для экспертной системы / А.М. Алексеев / Гірнична електромеханіка та автоматика. – Д., 2009. –№83. – С. 88-94.
- 4.Алексеев А.М. Автоматизированная система поддержка принятия решений при ликвидации аварий на шахтах и рудниках / А.М. Алексеев, А.Н. Коваленко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ, 2010. – № 9 (151). – С. 151–155.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, професором Ткачовим В.В.

УДК 004.9:622.271

*К.В. Литвиненко, канд. техн. наук,
(Украина, Днепр, ДНУЖТ им. В. Лазаряна)*

*Н.Г. Ларионов канд. техн. наук.
(Украина, Днепр, ГВУЗ " Национальный горный университет ")*

ИНФОРМАЦИОННО-СТАТИСТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ КОЛИЧЕСТВА ЗАПАСНЫХ УЗЛОВ ДЛЯ ОРГАНИЗАЦИИ АВАРИЙНОГО РЕМОНТА ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРА С УЧЕТОМ РИСКА

***Анотація:** При розробці глибоких кар'єрів умови використання транспортного та навантажувального обладнання погіршуються. складні умови експлуатації техніки висувають особливі вимоги до організації аварійного ремонту. В роботі запропоновано метод оцінки необхідної кількості запасних вузлів та агрегатів для створення раціонального запасу при організації аварійного ремонту технологічного обладнання. Підхід базується на використанні значень квантилю ризику функції щільності розподілу. Для моделі з гаусовим законом функції розподілу подано розрахунок раціонального розміру запасу вузлів та агрегатів для деяких видів пересувного складу та навантажувачів.*

***Ключові слова:** аварійний ремонт, квантиль ризику, запас.*

Аннотация. При разработке глубоких карьеров условия использования транспортного и погрузочного оборудования ухудшаются. Сложные условия эксплуатации техники предъявляют особые требования к организации аварийного ремонта. В работе предложен метод оценки необходимого количества запасных узлов и агрегатов для создания рационального запаса при организации аварийного ремонта технологического оборудования. Подход основывается на использовании значений квантиля риска функции плотности распределения. На модели с гауссовым законом функции распределения представлен расчет рационального запаса узлов и агрегатов для некоторых видов подвижного состава и погрузчиков.

Ключевые слова: аварийный ремонт, квантиль риска, запас.

Abstract: The conditions of use of the transport and loading equipment are worsening while working out deep open-cast mines. The difficult conditions of operation of techniques make special demands to the organisation of emergency repair. In this work the method of evaluation of necessary quantity of spare knots and units for creation of the rational size of a stock for the organisation of emergency repair of the process equipment is offered. The approach is based on the use of the risk's quintile of function of density of distribution. The calculation of the rational size of a supply of knots and units for some kinds of a rolling stock and loaders is presented for the model with the Gausse's law of function of distribution.

Keywords: emergency repair, risk's quintile, a supply.

Введение. В настоящий момент через технические и организационные причины по обеспечению отечественных горных предприятий современными машинами и оборудованием накопился целый ряд негативных факторов. Самым острым из них является повышение уровня износа и выработки оборудования. Так, на горных предприятиях эксплуатируются технологические машины морально устаревшие и физически изношенные (эксплуатация 20 - 25 лет, износ 50 – 80 %). Указанное выше требует разработки и как способов оценки технического состояния технологического оборудования, так и методов регламентирования ремонтных работ, затрат на замену агрегатов и узлов, вышедших из строя.

При любой организации планово-предупредительного ремонта погрузочно-транспортного оборудования горнотранспортной системы карьера не удастся избежать аварийного ремонта, который вызывается несоблюдением правил технической эксплуатации оборудования, скрытым браком деталей и узлов, недостаточной квалификацией персонала, несоблюдением технических требований, некачественным проведением технического обслуживания и др. Аварийный выход из строя погрузочного, транспортного и другого технологического оборудования снижает мощность карьера, ухудшает показатели себестоимости продукции, приводит к малоэффективным материальным и финансовым затратам. В себестоимости перевозки горной массы около трети затрат приходится на плановый и аварийный ремонт. В настоящий момент на железорудных карьерах принят узловый ремонт силами аварийных бригад и транспортных цехов. Эффективность агрегатного и узлового ремонта выражается в значительном сокращении его продолжительности. Проведенный анализ простоев погрузочно-транспортного оборудования ООО «ПГОК» указывает на то, что большая часть длительных простоев (65 - 70 %) вызваны отсутствием необходимых запасных частей и агрегатов. Таким образом, эффективность аварийного ремонта в большой степени определяется наличием агрегатов, узлов и запасных частей для уменьшения рисков длительного простоя технологического оборудования.

Цель работы. Предложить информационно-статистический метод расчета необходимого количества запасных узлов с учетом значений квантиля риска функции плотности распределения их спроса при организации аварийного ремонта технологического оборудования горнотранспортной системы карьера.

Основная часть. Технологической подготовкой к решению проблем аварийного ремонта является создание необходимого запаса узлов и агрегатов, который удовлетворяет их потребность. При избыточном запасе предприятие имеет излишние капитальные вложения, но дефицит возникает реже, при недостаточном запасе удельные капитальные затраты снижаются, но риск дефицита возрастает. Для любых указанных крайних случаев характерны экономические потери. Вполне обоснованной считается задача создания информационных систем оперативного контроля для сбора, накопления и оценки информации относительно выхода из строя агрегатов, узлов и деталей, а также формирования их рационального запаса, что дает ремонтно-механической службе предприятия возможность принимать взвешенные оперативные решения.

Для прогнозирования запаса узлов и агрегатов на предприятии могут применяться симплексные методы, экстраполяции по временным рядам, корреляционный и регрессионный анализ, комбинированные методы [1 - 3]. Простой и достаточно надежный метод расчета можно получить на основе использования квантиля функции плотности распределения спроса. Известно, что для непрерывного распределения случайной величины с плотностью распределения $f(x)$, α - квантилем является такая точка $z(\alpha)$ [4,5], для которой

$$\int_{-\infty}^{z(\alpha)} f(x)dx = \alpha .$$

Тогда квантиль степени риска k_R для функции плотности распределения необходимого количества запасных узлов и агрегатов можно определить как

$$k_R = \int_0^R f(x)dx . \quad (1)$$

Зависимость количества узлов со средним сроком службы \dot{O}_Y и степенью риска R определяется квантилем степени риска k_R

$$k_R = \frac{T_C - T_Y n}{\sigma \sqrt{n}} , \quad (2)$$

где \dot{O}_Y - средний срок службы (математическое ожидание) узла; n - количество деталей; T_C - общий срок службы n деталей; σ - среднее квадратическое отклонение распределения.

Для значений величины риска из соотношения (2) получаем уравнение относительно n

$$T_Y n + k_R \sigma \sqrt{n} - T_C = 0 . \quad (3)$$

Из равенства (3) получаем соотношение для определения необходимого числа узлов через параметры распределения

$$n = \frac{T_C}{T_Y} - \frac{k_R^2 \sigma^2}{2T_Y} - \frac{k_R \sigma T_C^{\frac{1}{2}}}{T_Y^{\frac{3}{2}}} . \quad (4)$$

Учитывая, что влияние слагаемого $\frac{k_R^2 \sigma^2}{2T_Y}$ выражения (4) достаточно мало, получаем более простое выражение для определения необходимого числа узлов для организации аварийного ремонта

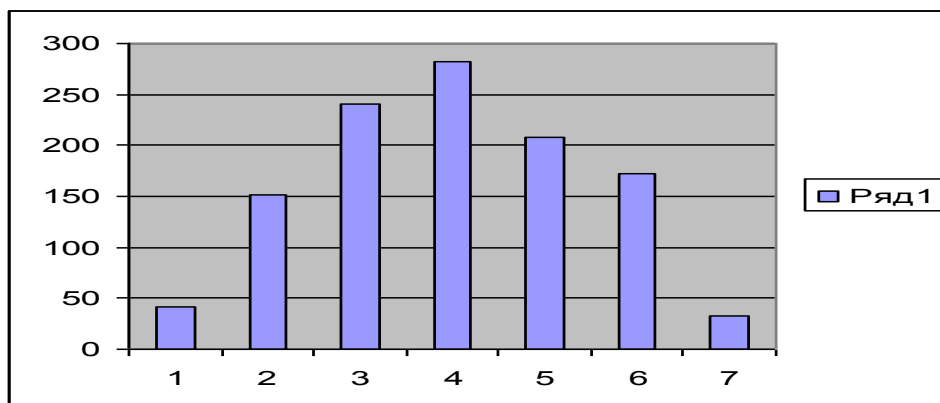
$$n = \frac{T_C}{T_Y} - \frac{k_R \sigma T_C^{\frac{1}{2}}}{T_Y^{\frac{3}{2}}} . \quad (5)$$

Для подвижного автомобильного состава ПГОК БелАЗ-75121, Cat-785 и НД-1200 и погрузчиков WA-800-3, CAT-988F, DRESSTA 560C определим необходимое количество узлов и агрегатов для организации аварийного ремонта. Количественные характеристики аварийных отказов, сгруппированные по видам, приведены в табл. 1. Гистограмма статистических данных табл. 1 представлена на рисунке.

Таблица 1

Количество аварийных отказов по техническим системам оборудования (ед.)

1	2	3	4	5	6	7
Компрессоры	Система охлаждения	Электрооборудование	Гидросистема	Ходовая	Трансмиссия	Прочее
42	152	241	282	208	173	32



Гистограмма статистических данных, соответствующих табл. 1

Принимаем в качестве модели гауссово распределение с плотностью вероятности

$$f(x, \mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}\right].$$

Математическое ожидание аварийного выхода из строя узлов и агрегатов для данных табл. 1

$$M = \frac{\sum_{i=1}^7 n_i}{n} = \frac{1130}{7} = 161,42.$$

Дисперсия случайного аварийного потока и среднее квадратическое отклонение аварийного потока имеет следующие значения

$$D = \frac{\sum_{i=1}^7 (M - n_i)^2}{n} = \frac{54275,74}{7} = 7753,68;$$

$$\sigma = \sqrt{D} = \sqrt{7753,68} = 88,05.$$

Математическое ожидание срока службы узлов $\dot{O}_Y = 119,8$; общий срок службы $\dot{O}_C = 133,14 \cdot n_{sample}$.

Тогда согласно выражению (5) получаем выражение для определения количества запасных деталей с учетом значений квантилей риска распределения

$$n = \frac{133,14 \cdot n_{sample}}{119,8} - \frac{k_R \cdot 88,05 \cdot \sqrt{133,14 \cdot n_{sample}}}{\sqrt{119,8^3}}, \quad (6)$$

где n_{sample} - объем выборки.

Значения квантилей риска и количества запасных узлов по видам технических систем, полученные по формуле 1 представлены в табл. 2, а расчетные значения квантилей риска функции плотности распределения по данным табл.1 и оценка количества запасных деталей для организации крупноузлового ремонта указанного оборудования на карьере ОАО «ПГОК» - в табл.3.

Таблица 2

Результаты статистической обработки количества аварийных отказов по техническим системам с учетом данных табл. 1

Системы транспортных средств	Частота	Частость	Эмпирическая функция распределения
Гидросистема	282	0,250	0,25
Электрооборудование	241	0,213	0,463
Ходовая	208	0,184	0,647
Трансмиссия	173	0,153	0,800
Система охлаждения	152	0,135	0,935
Компрессоры	42	0,037	0,972
Прочее	32	0,028	1,000

Таблица 3

Значения квантилей степени риска для функции плотности распределения и необходимое количество запасных узлов по системам согласно табл.1

Системы транспортных средств	Частота	Значения квантилей риска	Количество запасных узлов
Гидросистема	282	0,915	302
Электрооборудование	241	0,817	258
Ходовая	208	0,702	223
Трансмиссия	173	0,552	187
Система охлаждения	152	0,457	165
Компрессоры	42	0,088	46
Прочее	32	0,071	35

Вывод: Предложен статистический метод определения необходимого рационального запаса количества запасных узлов с учетом риска для уменьшения времени простоя погрузочно-транспортного оборудования и ремонтных бригад при крупноузловом ремонте в карьере. Представленный подход может быть частью создания информационных систем оперативного контроля и принятия взвешенных решений для соответствующих служб горных предприятий.

Список литературы

1. Бауэрсокс Д.Дж., Клосс Д.Дж. Логистика: интегрированная цепь поставок / Д. Дж. Бауэрсокс, Д. Дж. Клосс. – М.: Олимп-Бизнес, 2001. – 640с.
2. Рыжиков Ю.И. Теория очередей и управление запасами / Ю.И. Рыжиков. – СПб.: Питер, 2001 – 384с.
3. Таха Х. Введение в исследование операций: в 2-х книгах / Х. Таха. – М.: Мир, 1985. – Кн.2. – 496с.
4. Хан Г., Шапиро С. Статистические модели в инженерных задачах / Г. Хан, С. Шапиро. – М.: Мир, 1969. – 396с.
5. Надежность и эффективность в технике. / Под ред. В.И. Кузнецова, Е.Ю. Барзиловича. – М.: Машиностроение, 1990. – Т.8. - 320с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, профессором Ткачовим В.В.

ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

УДК 62-83:621.313.323

М.В. Куваєв

(Україна, Дніпро, ДВНЗ «Національний гірничий університет»)

ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ З ПОПЕРЕЧНИМ ПОЛЕМ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В ПРИВОДІ НОВОГО СЕРВОПРЕСА

Анотація. *З появою сервопресів, виконаних за технологією ServoDirekt, постало завдання розробки відповідного високомоментного двигуна, який би розвивав великий момент та мав високий ККД. Перспективним класом високомоментних двигунів є машина з поперечним полем, яка має низку переваг, як то вищий момент та вище ККД, порівняно з класичними синхронними двигунами з постійними магнітами. Наведено дослідження щодо вибору раціональної конструкції електричної машини з поперечним магнітним полем для застосування її в електроприводі сервопреса.*

Ключові слова: *сервопрес, ServoDirekt, електрична машина з поперечним полем.*

Аннотация. *С появлением сервопрессов, выполненных по технологии ServoDirekt, возникла задача разработки соответствующего высокомоментного двигателя, который бы развивал большой момент и имел высокий КПД. Перспективным классом высокомоментных двигателей есть машина с поперечным полем, которая имеет ряд преимуществ, как более высокий момент и КПД, по сравнению с классическими синхронными двигателями с постоянными магнитами. Приведены исследования по выбору рациональной конструкции электрической машины с поперечным полем для применения их в электроприводе сервопресса.*

Ключевые слова: *сервопресс, ServoDirekt, электрическая машина с поперечным полем.*

Abstract. *New servopresses built by ServoDirekt technology appeared in industry and brought the demand for special high-efficient electric motor which could produce high torque. Electric machines with transverse flux is a promising type of high-torque motors, their advantage is higher torque comparing with traditional permanent magnet synchronous motors. The paper deals with designing of the optimal layout of electric machine with transverse flux for the application in the servopress drives.*

Keywords: *servopress, ServoDirekt, transverse flux machine.*

Вступ. Преси – один з основних видів обладнання, що використовується у машинобудуванні та багатьох інших галузях промисловості, а тому питання підвищення їхньої енергоефективності та виробничої потужності є вельми актуальним. У сучасному машинобудуванні з'явився новий тип пресів – сервопреси, що виконуються за технологією ServoDirekt [1]. Вони мають більшу продуктивність, ніж аналогічні за потужністю класичні преси, та дозволяють реалізувати увесь спектр режимів кування/пресування на відміну від класичних, що спеціалізуються на окремих режимах. Такі преси побудовані на базі кривошипно-шатунних/ексцентрикових пресів, але на відміну від цих пресів у них відсутній маховик та гальма, а замість частотно-керованого двигуна змінного струму, що обертається з постійною швидкістю та однаковим напрямом обертання, мають гнучкий у керуванні високомоментний двигун, який можливо використовувати у сервоприводі. На сьогодні в сервопресах застосовуються електроприводи на базі класичних високомоментних синхронних двигунів з постійними магнітами. Один з напрямків удосконалення – це пошук альтернативного електромеханічного перетворювача енергії, який мав би кращий ККД та високу переважувальну здатність.

До високомоментних моторів відноситься, так звана, електрична машина з поперечним полем (Transversalf fluxmaschine, далі TFM) [2], яка є синхронною електричною машиною зі збудженням від постійних магнітів, але має суттєву принципіальну відмінність від стандартних синхронних, асинхронних машин або машин постійного струму. У стандартних електричних машинах площина обертання є також площиною дії магнітного поля, тому стандартні машини ще називають машинами з поздовжнім магнітним полем (нім. Longitudinalflussmaschinen), а магнітний потік TFM діє у площині, що поперечна площині обертання [3]. Завдяки цьому можлива реалізація великої кількості полюсів, що обумовлює сферу застосування, де необхідний високий момент. Обмотка TFM має кільцевий вигляд та немає лобових частин, а сама конструкція дозволяє взяти провід з більшою площею. Разом із використанням потужних постійних магнітів, зменшений активний опір фази призводить до кращого ККД.

Існує велика кількість різновидів конструкції TFM. Тому важливим є аналіз недоліків та переваг основних концепцій побудови машини з поперечним полем для сервопреса виконаного за технологією ServoDirekt з визначеними параметрами.

Рішення. За інформаційну базу для вибору концепції було використано масив літературних джерел та результати патентного пошуку [4 – 21].

Вибір концепції здійснювався за методикою, заснованою на експертних оцінках різних концепцій за трьома групами критеріїв.

Перша група критеріїв відповідає за якісну характеристику TFM за електромеханічними параметрами. Друга група критеріїв дає нам можливість оцінити на скільки придатна кожна з концепцій до серійного виробництва та скільки буде коштувати її виробництво. Третя група являє собою експлуатаційну характеристику.

Оцінювання кожного критерію проводилося за 5-бальною шкалою від одного до п'яти: 1 – дуже погано, 2 – погано, 3 – прийнятно, 4 – добре, 5 – дуже добре.

Окрім цього кожний критерій має свою вагомість у результуючій оцінці, що характеризує придатність тієї або іншої TFM для використання у електромеханічній системі промислового преса. Результуюча оцінка розраховується як сума балів за критеріями, кожний з яких помножений на свій коефіцієнт вагомості.

Оцінка за електромеханічними параметрами включає такі показники, як щільність сили, ККД, пусковий струм, повна потужність, пульсації моменту, перевантажувальна здатність.

Специфічна щільність сили визначається як відношення рушійної сили одного полюса до площі під двома полюсними діленням. Іншими словами, даний критерій дає зрозуміти, який варіант конструкції досягне найбільшого моменту при однакових розмірах, або яка TFM буде мати найменші розміри при однаковому рушійному моменті. Цей параметр – значний, оскільки при розробці преса не тільки важливо, щоб електродвигун розвивав високий момент, але й щоб він не мав більші розміри та масу, визначені конструкцією ковальсько-пресової машини.

Важливим параметром також є ККД, оскільки високе його значення визначає заощадження грошей при експлуатації, що є важливим аргументом для покупця при виборі преса. З тієї ж причини враховуються також пусковий струм, оскільки привод преса за технологією ServoDirekt працює у пускових-тормозних режимах.

ККД та пусковий струм найгіршими будуть у концепції, яка базується на принципі реактивного двигуна та має пасивний ротор. Головні втрати у високомоментних двигунах з невеликою швидкістю обертання – це втрати на активний опір міді. Тому відсутність магнітного поля ротора буде компенсуватися за рахунок магнітного поля статора, що означає більший статорний струм. Тому, чим більше магнітне поле ротора [8], тим вище буде в даному випадку ККД та нижчий пусковий струм. Концепція з двома статорами має ще вищий ККД та ще нижче пусковий струм, оскільки у статорних обмотках буде протікати набагато менший струм, ніж у концепції з одним повітряним проміжком.

Повна потужність складається як з активної, так і з реактивної потужності. За рахунок великих полів розсіювання реактивна складова TFM – доволі суттєва та навіть може бути вища за активну потужність. Це підвищує реактивну складову статорного струму, що викликає зростання загальних втрат. Але навіть з великою реактивною складовою TFM має кращий ККД за класичні синхронні двигуни з постійними магнітами. Інший наслідок великої повної потужності – це те, що перетворювач частоти обирається не за активної потужності, а повної. Тому зі значенням повної потужності зростає вартість необхідного перетворювача частоти.

Електропривод ковальсько-пресової машини працює зі змінним навантаженням.

Пульсації моменту можуть впливати на якість обробки металу ковальсько-пресової машини. В електричних машинах з постійними магнітами пульсації моменту викликані зубцевим моментом, який з'являється у результаті взаємодії магнітного поля ротора з постійними магнітами та магнітопроводами статора. Чим сильніше магнітне поле постійних магнітів тим більша амплітуда зубцевого моменту. Тому він буде меншим у концепції з поверхнево наклеєними магнітами та одним статором. Хоча концепція TFM за реактивним принципом немає на роторі постійних магнітів, а відповідно відсутній і зубцевий момент, але пульсації моменту присутні. Вони виникають у результаті того, що рушійний момент, як і всіх реактивних двигунах має реактивне походження та є змінним [22].

Привод ковальсько-пресової машини іноді для обробки короткочасно повинен розвивати більший момент, а ніж номінальний, тому треба враховувати перевантажувальну здатність.

Результати аналізу відповідності різних концепцій TFM за електромеханічними параметрами специфічним вимогам промислового преса, виконаного за технологією ServoDirekt, надані у таблиці 1.

Група концепцій, де передбачаються два повітряних проміжки (два статори) та тангенціальні магніти на роторі, забезпечують найкращі показники за електромеханічними параметрами ніж інші концепції.

Таблиця 1

Оцінка концепцій ТЕМ за електромеханічними параметрами.

Критерій	Щільність сили	ККД	Пусковий струм	Повна потужність	Пульсації моменту	Перевантажувальна здатність	Результуюча оцінка
Вагомість критерію	1	1	0.5	0.5	0.5	1	
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, стандартні магніти	3	4	3	2	4	3	14.5
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, тангенціальні магніти	4	4	4	3	3	4	17
Циліндричний ротор, 2 повітряних проміжків, тангенціальні магніти	5	5	5	4	2	5	20.5
Дисковий ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	5	5	5	4	1	5	20
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, принцип реактивного двигуна	1	1	1	1	4	1	6

Концепція з циліндричним ротором має трохи вищий бал за концепцію з дисковим ротором завдяки меншій пульсації моменту, що обумовлено конструкцією статора та ротора.

Третє місце у даній таблиці за результатами займає концепція з одним статором та з тангенціальними магнітами, яка має кращі енергетичні показники порівняно з концепцією з поверхнево наклеєними магнітами, що зайняла четверте місце. Різниця між третім та четвертим місцями менша, за різницею між другим та третім.

Останнє місце з балом, який більше ніж у два рази гірший ніж у четвертого місця займає TFM за реактивним принципом.

Наступна група критеріїв характеризує вартість та складність виготовлення. Тут існує таке правило: чим простіше – тим краще. У таблиці 2 наведений порівняльний аналіз концепцій за цією групою критеріїв.

Таблиця 2

Оцінка концепцій TFM за виробничими параметрами

Критерії	Собівартість деталей	Кількість окремих деталей	Серійність виробництва	Складність монтажу	Результуюча оцінка
Вагомість критерію	0.75	0.5	0.5	0.75	
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, стандартні магніти	4	3	3	3	8.25
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, тангенціальні магніти	3	2	2	2	5.75
Циліндричний ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	3	1	1	1	4
Дисковий ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	3	1	1	2	4.5
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, принцип реактивного двигуна	5	4	5	4	11.25

З таблиці 2 видно, що найлегшою та найкращою у виробництві концепцією TFM є концепція побудована за принципом реактивного двигуна з одним повітряним проміжком, яка має по цій групі критеріїв тотальну перевагу. Відсутність постійних магнітів та спеціальних магнітопроводів розсіювання не тільки значно дешевше роблять вартість матеріалів, але й знижує кількість елементів та робить значно легким монтаж.

Застосування на роторі концентрації потоку з тангенціальними магнітами значно ускладнює його виконання. Такий ротор складається з великої кількості деталей (окремих постійних магнітів та окремих пакетів електротехнічної сталі), які потрібно склеїти між собою та зафіксувати бандажем. Кількість постійних магнітів також збільшується. Також чим більший магнітний потік ротора, тим складніше монтаж. Тому двигуни з концентрацією потоку мають більш високу вартість та нижчу оцінку за даною групою критеріїв, ніж концепція зі стандартними поверхнево наклеєними магнітами.

Самими складними за виконанням є концепції з двома повітряними проміжками, але концепція з дисковим ротором має дещо вищий бал за рахунок своєї модульності.

Третя група параметрів має багато спільного зі другою групою та оцінює експлуатаційні якості даних концепцій. Найважливішим критерієм у цій групі є критерій, який відповідає за придатність до роботи TFM у складі електропривода в режимі ServoDirekt. Двигун повинен надійно працювати у пускових та тормозних режимах, повинен мати дуже точне та жорстке позиціонування, мати високий та стабільний момент за нульової швидкості. Потреба механічної міцності, стабільності полягає у тому, що привод преса працює також в ударних режимах. TFM має бути придатним до ремонту.

Оцінка кожної концепції за кожним критерієм цієї групи надана у таблиці 3.

Оцінка концепцій TFM за експлуатаційними параметрами

Критерії	Придатність до роботи у режимі преса за технологією ServoDirekt	Механічна міцність	Стабільність конструкції	Придатність до ремонту	Результуюча оцінка
Вагомість критерію	0.75	0.5	0.5	0.75	
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, стандартні магніти	4	4	2	3	9.5
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, тангенціальні магніти	3	3	2	2	7.25
Циліндричний ротор, 2 повітряних проміжків, тангенціальні магніти	3	2	3	1	6.5
Дисковий ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	3	2	3	1	6.5
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, принцип реактивного двигуна	1	4	5	4	8.5

Найвищий бал за критерієм придатності до роботи в режимі ServoDirekt набрала концепція з поверхнево наклеєними магнітами.

Концепція виконання за принципом реактивного двигуна не може розвинути необхідний піковий момент та втримати його при швидкості, що дорівнює нулю. Крім того, даний тип двигуна повинен мати конкретний мінімальний крок позиціонування, а тому він менш гнучкий.

Двигуни з тангенціальними магнітами та двома статорами мають дещо нижчу оцінку, оскільки мають вищі пульсації моменту обумовлених зубцевим моментом. Даний зубцевий момент має особливо великий вплив за невеликої швидкості обертання.

Тому порівняно зі усіма розглянутими концепціями найвищий бал належить саме концепції з поверхнево наклеєними магнітами.

Наступні параметри оцінюються за аналогічним правилом, за яким оцінювалася друга група критеріїв – чим простіше, тим краще. Тому за механічну міцність, стабільність конструкції та придатність ремонту найкращий бал отримала концепція за реактивним принципом, а потім йдуть уже концепція з поверхневими магнітами, концепція з тангенціальними, двосторонні концепції з циліндричним та дисковим ротором.

У підсумковій таблиці 4 наданий загальний результат, який був отриманий на базі трьох груп розглянутих критеріїв.

Висновок

Як випливає з проведеного аналізу, одностороння TFM з циліндричним ротором, одним повітряним проміжком та з поверхневими постійними магнітами – найпростіша концепція при сучасному розвитку технологій виготовлення електромагнітних матеріалів, яка має доволі високі електромеханічні показники. Дана TFM є тим рішенням для промисловості, де, поряд з компактністю та енергоефективністю, цінуються придатність до серійного виробництва та механічна міцність, що обумовлює більш низькі виробничі та експлуатаційні витрати.

Загальний результат оцінки концепцій TFM

	Електромеханічні параметри	Виробничі параметрами	Експлуатаційні параметри	Загальна оцінка
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, стандартні магніти	14.5	8.25	9.5	32.25
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, тангенціальні магніти	17	5.75	7.25	30
Циліндричний ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	20.5	4.5	6.5	31.5
Дисковий ротор, 2 повітряних проміжки, тангенціальні магніти	20	4	6.5	30.5
Циліндричний ротор, 1 повітряний проміжок, принцип реактивного двигуна	6	11.25	8.5	25.75

Література

1. "Massivumformung mit ServoDirekt Technologie", *Firma Schuler Pressen GmbH*, 2017. [Online]. Available: https://www.schulergroup.com/major/download_center/broschueren_forging/download_forging/forging_broschueren_massivumformung_servo_direkt_d.pdf. [Accessed: 26- Feb- 2017].
2. "Transversalflussmaschine", *De.wikipedia.org*, 2017. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Transversalflussmaschine>. [Accessed: 26- Feb- 2017].
3. E. Nolle and A. Beshta, *Elektrische Maschinen und Antriebe*, 1st ed. Dnipropetrovsk: Nationale Bergbauuniversität, 2013, pp. 153-155.
4. "Patent DE102011086280A1 – Hochdrehende permanenterregte Synchronmaschine", *Google Books*, 2017. [Online]. Available: <http://www.google.com/patents/DE102011086280A1?cl=de>. [Accessed: 26- Feb- 2017].
5. 2017. [Online]. Available: https://www.vde.com/de/fg/ETG/Archiv/Aktuelles/Documents/MCMS/01_04.pdf. [Accessed: 26- Feb- 2017].
6. "Vor- und Nachteile verschiedener Motorkonzepte für Fahrtriebe 2017", Vortrag, 2017. [Online]. Available: https://www.drive-e.org/wp-content/uploads/vortraege_2010/13_Do_Oswald_Fahrtriebe.pdf. [Accessed: 26- Feb- 2017].
7. G. Müller, K. Vogt, B. Ponick and G. Müller, *Berechnung elektrischer Maschinen*, 1st ed. Somerset: Wiley, 2012, S. 664.
8. R. Fischer, *Elektrische Maschinen*, 1st ed. München: Hanser, 2013, S. 356.
9. "Torquemotor", *De.wikipedia.org*, 2017. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Torquemotor>. [Accessed: 26- Feb- 2017].
10. "Synchron-Reluktanzmotor", *De.wikipedia.org*, 2017. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Synchron-Reluktanzmotor>. [Accessed: 26- Feb- 2017].
11. N. Götschmann, "Hochmoment-Generatoren in Leichtbauweise", *www.energy20.net*, 2008.
12. W. Hackmann, "Systemvergleich unterschiedlicher Radnabenantriebe für den Schienennahverkehr: Asynchronmaschine, permanenterregte Synchronmaschine, Transversalflussmaschine", Dr.-Ing., Technische Universität Darmstadt, 2003.
13. H. Weh, "Permanenterregte Transversalflussmaschine mit hochwirksamen Magnetkreisen", DE3927453A1, 1991.
14. R. Blissenbach, "Ein- oder mehrphasige Transversalflussmaschine", EP1005136A1, 2000.
15. E. Nolle and M. Kuvaiiev, "Linear 3-phase transverse flux machine with flux concentration", *Scientific Bulletin of National Mining University*, no. 2, pp. 79-83, 2015.
16. E. Nolle, "Einseitige, mehrphasige Transversalflußmaschine", DE19811075, 1999.
17. I.-A. Viorel, M. Crivii M., L.Löwenstein, "Direct drive systems with transverse flux reluctance motors", *Acta Electrotehnica*, no. 3, 2004.
18. Kruse, R.: Entwurfsverfahren für Transversalfluß-Reluktanzmotoren. Dissertation, Technische Fakultät der Friedrich-AlexanderUniversität Erlangen-Nürnberg, 2000.

19. C. Pfeiffer, Einsatz von Reluktanzmotoren für langsam laufende Servodirektantriebe, Dissertation, Technische Fakultät der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2000.
20. B. Carlisle, "Transverse flux switched reluctance motor and control methods", US 20060091755 A1, 2006.
21. 2017. [Online]. Available: https://www.tu-braunschweig.de/Medien-DB/imab/09-Jahresberichte/2000/07_Lange-Canders-Laube-Mosebach_2000.pdf. [Accessed: 26- Feb- 2017].
22. Осин И. Л. Синхронные микродвигатели с постоянными магнитами / И.Л. Осин, В.П. Колесников, Ф.М. Юферов – М.: «Энергия», 1976

Рекомендовано до друку: канд. техн. наук, доц. Балахонцевим О.В.

УДК 629.113-83

С.В. Пірієнко

(Україна, Дніпропетровськ, ДВНЗ «Національний гірничий університет»)

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАНСМІСІЇ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ

Анотація. Подано математичну модель руху електромобіля для визначення необхідних енергетичних характеристик електропривода та накопичувача електричної енергії. Розглянуто повздовжню динамічну складову руху автомобіля по похилій поверхні та особливості механічної передачі крутного моменту від електродвигуна до коліс електромобіля. Проаналізовано можливості моделювання нелінійного тертя ковзання колеса з дорожнім полотном. На основі теоретичних припущень сформовані універсальні рівняння для моделювання руху електромобіля довільної конфігурації та визначення його енергоспоживання при використанні заданого масиву швидкості. Наведено графіки та зроблені висновки щодо використання моделі та її подальшого удосконалення.

Ключові слова: електромобіль, динаміка руху, енергетика, витрати, моделювання, електропривод.

Аннотация. Представлена математическая модель движения электромобиля для определения необходимых энергетических характеристик электропривода и накопителя электрической энергии. Рассмотрена продольная составляющая динамики движения автомобиля по наклонной плоскости и особенности механической передачи крутящего момента от электродвигателя до колес автомобиля. Проанализированы возможности моделирования нелинейного трения скольжения колеса с дорожным полотном. На основании теоретических предположений сформированы универсальные уравнения для моделирования электромобиля произвольной конфигурации и определения его энергопотребления при использовании заданного массива скорости. Приведены графики и сделаны выводы относительно использования модели и ее дальнейшего усовершенствования.

Ключевые слова: электромобиль, динамика движения, энергетика, затраты, моделирование, электропривод.

Abstract. The mathematical model of electric vehicle movement for evaluation of required drive and storage energy characteristics is suggested. The longitudinal dynamic of vehicle on incline surface and features of mechanical torque transmission from motor to wheel are considered. The features of non-linear sliding friction modeling between wheel's rubber and road are analyzed. The universal model equation for evaluation of arbitrary electric vehicle energy consumption on the given speed cycle are formed. The model simulation results are presented, and conclusions about model application and further improvement are drawn.

Keywords: electric vehicle, movement dynamics, energy consumption, modeling, electric drive.

Вступ. На даному етапі розвитку електричних транспортних засобів головним їхнім недоліком є системи накопичування енергії, а саме – акумуляторні батареї, які мають недостатню ємність, швидко деградують під дією циклічних імпульсних розрядних/зарядних струмів, втрачають значну частину ємності під дією низьких температур, потребують обмеження часу та інтенсивності заряджання. Через ці недоліки та у зв'язку з тим, що вартість накопичувача енергії зазвичай складає найбільшу частину від загальної вартості складових електромобіля, необхідність у точному визначенні параметрів енергетичного споживання на етапі розробки електромобілів відіграє ключову роль. Проблема ускладнюється різкозмінним профілем швидкості руху автомобіля у міському циклі, що включає часті прискорення та гальмування (розряд та рекуперативний заряд акумуляторів). Саме тому точне визначення енергетичних витрат під час руху електромобіля за допомогою моделювання на етапі розробки дозволить оптимально підібрати необхідний накопичувач енергії та знизити швидкість його зносу та вартість.

Мета. Розробка методу визначення енергетичних витрат електромобіля під час руху за заданою циклограмою швидкості для оптимізації параметрів і вартості бортового накопичувача енергії.

Основна частина. Всі види механічного руху автомобіля по дорожньому полотну тісно пов'язані з діючими на нього силами. Впливаючи на автомобіль, сили визначають характер руху, форму траєкторії, швидкості та прискорення, а тому і витрати енергії [1,4,6].

Одним із ключових пунктів у спрощенні опису фізики руху транспортного засобу є окремий розгляд сил, що діють у напрямі корпусу автомобіля (поздовжні сили) та бокових сил [6]. Бокові сили, що викликані поперечним тертям колеса та дорожнього полотна, головним чином впливають на динаміку руху автомобіля на поворотах, у той час коли поздовжні сили впливають на швидкості та прискорення автомобіля під час прямолінійного руху. Хоча рух автомобіля у міському циклі однозначно складається з великої кількості поворотів автомобіля, неможливо розробити ряд випробувань, що передбачають усі можливі радіуси та швидкості проходження поворотів під час руху. Отже, для аналізу енергетичних витрат найчастіше використовують циклограми швидкості прямолінійного руху автомобіля, а тому при моделюванні необхідно розглядати лише поздовжні сили. При чому також необхідно врахувати два важливі припущення – поверхня дороги має ідеально рівне та абсолютно жорстке полотно і автомобіль розглядається як суцільне жорстке тіло з визначеним центром маси [2,3,6].

При вивченні динаміки руху автомобіля вважають, що його можливості обмежені лише потужністю двигуна і зчепленням ведучих коліс з дорожнім полотном. Решту обмежень, що накладають, наприклад, вимоги безпеки руху або комфортабельність, не враховують.

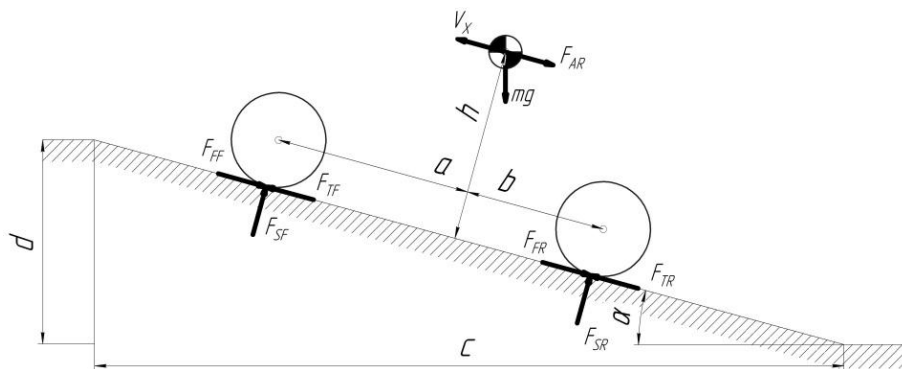


Рис. 1. Діаграма зусиль вільного тіла

На рис.1 наведена діаграма зусиль, що діють на центр мас та колеса автомобіля [3,4]. Осі автомобіля лежать у площині, що паралельна до дорожнього полотна. Повздовжня вісь X розташована у цій площині та перпендикулярна до осей автомобіля. Назви всіх умовних позначень зведені у таблицю.

Умовні позначення до рис.1

Умовне позначення	Описання позначення
V_x	Задана повздовжня швидкість автомобіля (м/с)
F_{FF}	Сила опору коченню коліс передньої осі (Н)
F_{FR}	Сила опору коченню коліс задньої осі (Н)
F_{SF}	Сила реакції опори на передню вісь автомобіля (Н)
F_{SR}	Сила реакції опори на задню вісь автомобіля (Н)
F_{TF}	Сила тяги коліс передньої осі автомобіля (Н)
F_{TR}	Сила тяги коліс задньої осі автомобіля (Н)
F_{AR}	Сила аеродинамічного опору руху автомобіля (Н)
a, b	Відстані між передньою та задньою віссю автомобіля до точки вертикальної проекції центра мас на поверхню дороги (м)
h	Висота центра мас автомобіля над поверхнею дороги (м)
c, d, α	Розміри для визначення куту нахилу дорожнього полотна та відповідний кут нахилу (м, рад).
m	Маса автомобіля (кг)
g	Прискорення вільного падіння (м/с ²)

Згідно з рис.1 та таблицею рівняння руху автомобіля [3,4]:

$$m\dot{V}_x = F_{TF} + F_{TR} - F_{FF} - F_{FR} - F_{AR} - mg \cdot \sin \alpha. \quad (1)$$

При визначенні енергії, що витрачається на рух автомобіля необхідно знати силу тяги передніх або задніх коліс для передньо або задньопривідного автомобіля відповідно. Тоді рівняння (1) набуває наступного вигляду:

$$F_{TF} + F_{TR} = m\dot{V}_x + F_{FF} + F_{FR} + F_{AR} + mg \cdot \sin \alpha. \quad (2)$$

Розглянемо всі сили, що діють на автомобіль, при визначенні необхідної сили тяги із рівняння (2): *Сила опору коченню*. Головним чином ця сила з'являється тоді, коли під час кочення колеса останнє деформується і на це витрачається певна робота. Ступінь деформації колеса залежить від його радіуса, жорсткості гуми та ваги, що діє на колесо. Розрахункова формула для визначення сили опору коченню під час моделювання [5,6]:

$$F_F = \frac{f}{r} \cdot F_S, \quad (3)$$

де r – радіус колеса автомобіля, м; f – коефіцієнт тертя при коченні коліс автомобіля для дороги з вибраним покриттям; F_S – сила реакції опори на відповідну вісь автомобіля з урахуванням дії повздовжніх сил.

Згідно з рис.1 відповідні формули для визначення сили реакції опори для передньої та задньої осі запишуться так [3,4]:

$$F_{SF} = \frac{bcos(\alpha)}{a+b} - \frac{h(m\dot{V}_x + F_{AR} + mg \cdot \sin \alpha)}{a+b}; \quad (4)$$

$$F_{SR} = \frac{acos(\alpha)}{a+b} + \frac{h(m\dot{V}_x + F_{AR} + mg \cdot \sin \alpha)}{a+b}. \quad (5)$$

Сила опору повітря. Під час руху автомобіль рухає певну масу повітря перед собою. При цьому повітря не може миттєво зрушити з місця і його тиск перед лобовою частиною зростає. Однозначно з цим повітря не може миттєво заповнити порожнечу поза автомобілем, створюючи сферу низького тиску. Ці різниці в тиску і створюють силу, протидіючу руху. Для розрахунку сили аеродинамічного опору у моделі використовується таке рівняння [2,4,6]:

$$F_{AR} = \frac{S \cdot C_x \cdot \rho \cdot V_x^2}{2}, \quad (6)$$

де S – площа лобової поверхні автомобіля, м²; C_x – коефіцієнт аеродинамічного опору кузова; ρ – густина повітря, кг/м³; V_x – повздовжня швидкість руху автомобіля, м/с.

Сила опору руху на підйом. Під час руху на підйом необхідно витратити деяку додаткову енергію для подолання сили земного тяжіння (рис.1). Ця сила залежить від куту нахилу дорожнього полотна α [3,4], тобто

$$F_G = mg \sin(\alpha). \quad (7)$$

Наступним кроком після визначення необхідної сили тяги коліс передньої або задньої осі, для оцінки енергетичних параметрів буде розрахунок кутових швидкостей та крутних моментів. Для цього необхідно розглянути механічну передачу електромобіля, яка зображена на рис.2 [8].

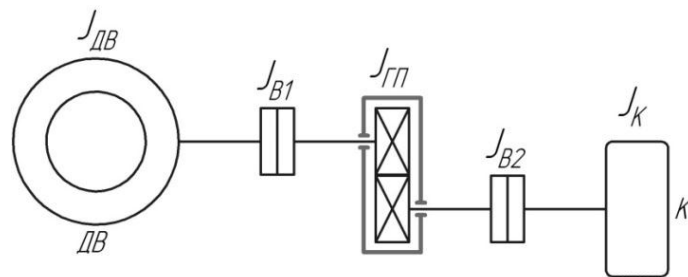


Рис. 2. Схема типової механічної передачі електромобіля

Електродвигун **ДВ** з'єднується безпосередньо або за допомогою жорсткої муфти **В1** з первинним валом знижувального редуктора головної передачі **ГП**. Зазвичай редуктор головної передачі містить диференціал для узгодження різних швидкостей коліс при русі автомобіля на поворотах. Вторинний вал головної передачі за допомогою гнучкої муфти або карданної передачі **В2** з'єднується безпосередньо з колесами автомобіля **К**.

Крутний момент на колесі автомобіля та його кутову швидкість, знаючи радіус колеса автомобіля r , можливо обчислити так [8]:

$$M_K = F_T \cdot r, \quad \omega_K = \frac{V_x}{r}. \quad (8)$$

Проте, розрахувати кутову швидкість колеса за рівнянням (8) можливо лише тоді, коли колесо вільно котиться і не має ковзання відносно поверхні дороги, що коректно для ведених коліс [5,6]. У звичайному випадку під час руху автомобіля з постійною швидкістю ведучі колеса обертаються швидше, ніж ведені колеса, і ковзають відносно поверхні дороги. Це ковзання викликає силу тертя, яка фактично і рухає автомобіль і дорівнює силі тяги. Сила тертя ковзання, а тому і сила тяги залежать від ковзання колеса, яке розраховується таким чином [5,6]:

$$s_K = \frac{\omega_K \cdot \frac{V_x}{r}}{\frac{V_x}{r}}. \quad (9)$$

Не існує точної аналітичної залежності між силою тяги колеса та ковзанням, оскільки на неї значною мірою впливають такі фактори, як якість і жорсткість резини, якість і матеріал профілю дорожнього полотна та ін., тому зазвичай цю залежність отримують шляхом практичних експериментів або апроксимують за допомогою рівнянь Г.Пасейка [5,6,7]. Для моделювання енергетичних втрат можливо використовувати лінійну апроксимацію за допомогою параметрів – *максимального ковзання* та *максимальної сили тяги* при номінальному навантаженні на вісь [5]. На рис.3 зображено графіки залежності сили тяги колеса від ступеня ковзання, які апроксимовані формулою Пасейка та лінійною залежністю, що використовується при моделюванні [6].

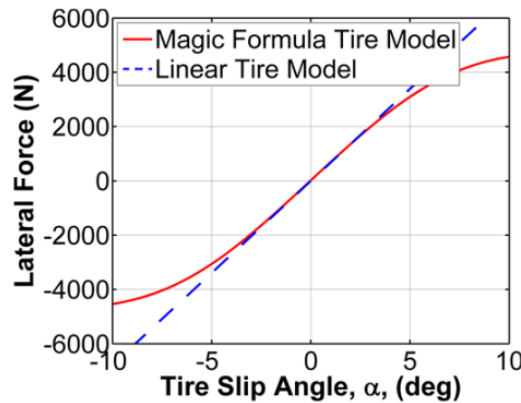


Рис. 3. Графіки залежності сили тяги колеса від ковзання, які апроксимовані формулою Пасейка та лінійною функцією

Тому кутова швидкість обертання колеса:

$$\omega_K = \frac{\dot{V}_x}{r} \left(1 + \frac{F_T}{\frac{F_S F_{TM}}{F_{SR} s_M}} \right), \quad (10)$$

де F_T – поточна сила тяги колеса, Н; F_S – поточна вага, що прикладається до колеса, Н; F_{TM} – максимальна сила тяги колеса при максимальному ковзанні і номінальній вазі, Н; F_{SR} – номінальна вага, що прикладається до колеса; s_M – максимальне стабільне ковзання колеса.

Остаточні рівняння для розрахунку моменту, швидкості електродвигуна та його енергетичних параметрів набувають вигляду [8]:

$$\begin{cases} M_{ДВ} = \left(J_{ДВ} + J_{B1} + \frac{J_{B2}}{i^2} + \frac{J_K}{i^2} \right) \frac{d\omega_{ДВ}}{dt} + \frac{F_T \cdot r}{i \cdot \eta}; \\ \omega_{ДВ} = \omega_K \cdot i; \\ P_{ДВ} = M_{ДВ} \cdot \omega_{ДВ}, \end{cases} \quad (11)$$

де $J_{ДВ}, J_{В1}, J_{В2}, J_{К}$ – моменти інерції частин механічної передачі, що можуть бути обчислені як $J = \frac{m \cdot R^2}{2}$; i – передатне число головної передачі; η – коефіцієнт корисної дії головної передачі.
Структурна модель [9], що побудована на основі вищенаведених рівнянь зображена на рис.4.

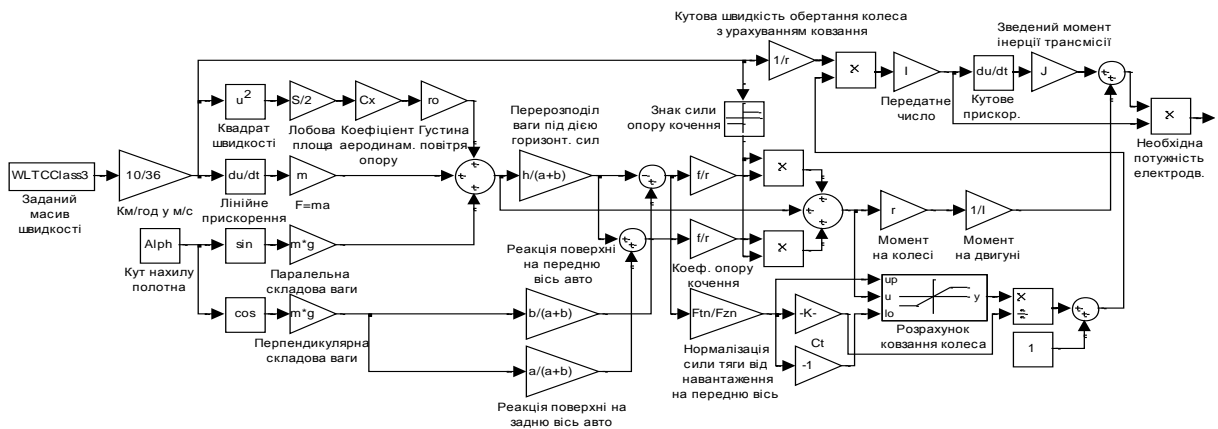


Рис. 4. Структурна модель руху електромобіля

Результати моделювання, а саме: графік необхідної потужності для заданої циклограми швидкості, момент та кутова швидкість двигуна продемонстровані на рис. 5.

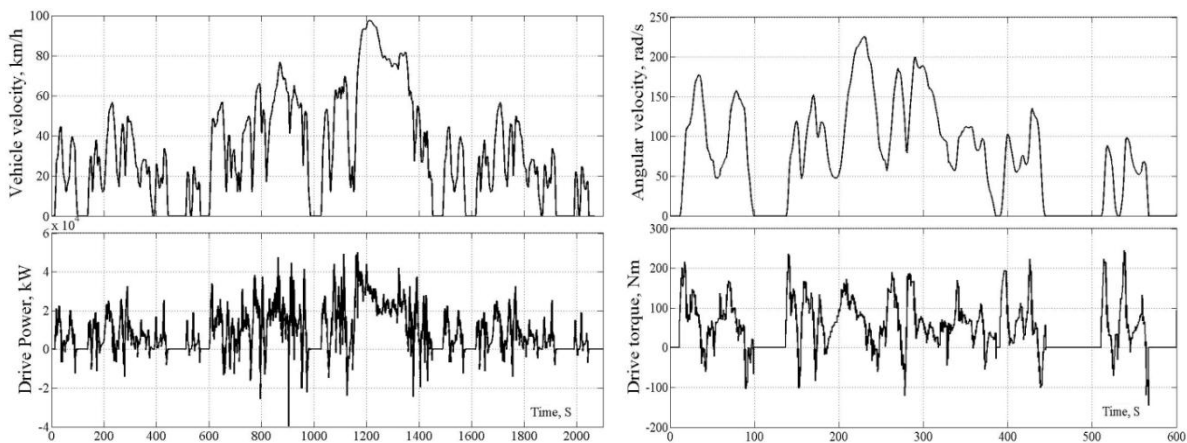


Рис.5. Графіки енергетичних та механічних параметрів електродвигуна

За допомогою отриманих графіків можливо визначити необхідну кутову швидкість, крутний момент двигуна та пікову потужність, виділити етапи рекуперативного гальмування і встановити величини можливої для збереження енергії, співставити величини прискорення автомобіля з піками потужності для оцінки навантаження на накопичувач.

Висновки. Рівняння та структури, описані у даній роботі дозволяють розраховувати споживану енергію та потужність електромобілем з довільною конфігурацією на етапі проектування за допомогою математичного моделювання. Наведена модель може також використовуватися для розробки систем електропривода автомобілів та його керування, аналізу динамічних параметрів електромобіля або перевірки ефективності вибраної стратегії керування та розподілу енергії. Подальше удосконалення математичної моделі полягатиме у врахуванні дії бічних сил на поворотах, визначенні ковзання колеса за допомогою формул Пасейка та моделюванні підвіски автомобіля.

Список літератури

1. Radionov A. Mathematical model of vehicle motion [Text] / A. Radionov, A. Chernyshev // *Innotrans*. – 2015. – no.4. – P. 69-73.
2. Rajamani R. Longitudinal Vehicle Dynamics [Text] / R. Rajamani. – Mechanical Engineering Series, 2011. – 139 p. – ISBN 978-1-4614-1433-9.
3. "Model longitudinal dynamics and motion of vehicle – MATLAB", *Mathworks.com*, 2017. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/physmod/sdl/drive/longitudinalvehicledynamics.html>. [Accessed: 29- Jan- 2017].

4. "Basic Dynamics of Ground Vehicles – National Instruments", *Ni.com*, 2017. [Online]. Available: <http://www.ni.com/white-paper/13013/en/>. [Accessed: 29- Jan- 2017].
5. Canudas-de-Wit C. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction [Text] / C. Canudas-de-Wit, P. Tsiotras and E. Velenis // Georgia Institute of Technology Draft Articles. – 2004. – no.5. – P 3-17.
6. Pacejka H. Tyre and vehicle dynamics [Text] / H. Pacejka; 1st ed. Oxford. – Butterworth-Heinemann, 2006. – 672 p.
7. "Hans B. Pacejka", *En.wikipedia.org*, 2017. [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Hans_B._Pacejka. [Accessed: 29- Jan- 2017].
8. Ehsani M. Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory and Design [Text] / M. Ehsani, Y. Gao, A. Emadi; ModernElectric//SecondEdition. – CRCPress, 2010. – 535 p.
9. Черных И. Simulink: среда создания инженерных приложений [Текст] / И.Черных; под общ.ред. к. т. н. В. Г. Потемкина. – М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2003. – 496 с.

Рекомендовано до друку: канд. техн. наук, доц. Худолієм С.С.

УДК: 621.3.078.4: 621.512

А.В. Бобров канд. техн. наук

(Украина, Днепр, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

ПАРАМЕТРЫ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ СЕТЬ – ПРИВОД – КОМПРЕССОР – ПНЕВМОСЕТЬ»

Анотація. В роботі визначені вимоги при формуванні математичної моделі, що дозволяє визначити оптимальний режим роботи системи виробництва і розподілу стислого повітря, що складається з наступних елементів "електрична мережа – привід – компресор – пневмомережа". Розглянуто питання про обмеження кількості пусків, яке вводиться для створення режиму роботи приводу згідно його паспортним даним. Визначено інтервали циклу «накачування – спуску» тиску в пневмомережі при фіксованому значенні витрати стислого повітря. Отримано залежність кількості пусків в годину від витрати стислого повітря, споживаного пневмоприймачами, при класичному двопозиційному управлінні і при використанні верхнього оптимального тиску.

Ключові слова: електропривод, регулювання, компресор, електромеханічна система.

Аннотация. В работе определены требования при формировании математической модели, позволяющей определить оптимальный режим работы системы производства и распределения сжатого воздуха, состоящей из следующих элементов "электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть". Рассмотрен вопрос об ограничении количества пусков, которое вводится для создания режима работы привода согласно его паспортным данным. Определены интервалы цикла «накачки – спуска» давления в пневмосистеме при фиксированном значении расхода сжатого воздуха. Получена зависимость количества пусков в час от расхода сжатого воздуха, потребляемого пневмоприемниками, при классическом двухпозиционном управлении и при использовании верхнего оптимального давления.

Ключевые слова: электропривод, регулирование, компрессор, электромеханическая система.

Abstract. The paper defines the requirements for the formation of a mathematical model to determine the optimal operation of the system of production and distribution of compressed air, consisting of the following elements "electric network – drive – compressor – pneumatic". The question of limiting the number of starts, which is introduced to create the drive mode according to his passport. Determined intervals cycle "pump – descent" pressure in the pneumatic system at a fixed value of the compressed air flow. The dependence of the number of starts per hour of flow of compressed air consumed pnevtopriemnikami, the classical off control and using the upper optimum pressure.

Keywords: electric, control, compressor, electromechanical system.

Система двухпозиционного регулирования давления широко применяется в поршневых компрессорных установках. Нормальная работа потребителей сжатого воздуха обеспечивается благодаря поддержанию в системе давления в заданном интервале ($P_{min} \div P_{max}$).

Повышения энергоэффективности системы "электрическая сеть – компрессор – пневмосеть" в целом можно достичь, выполнив "плавающим" верхний уровень давления. В работе [1] введен критерий экономичности для системы управления и определения значения верхнего уровня давления на одном цикле накачки спуска давления – КПД. Обоснование этого энергетического показателя базируется на выяснении зависимостей между различными показателями элементов всей системы, определении наиболее весомых, с точки зрения потерь энергии, элементов электромеханической системы, а также взаимосвязи между ними.

В [2] были установлены зависимости между измеряемыми параметрами и потерей мощности в различных элементах комплекса с учетом существующих связей между ними, которые позволяют исследовать реальную картину изменения потерь при различных режимах работы технологического оборудования. Предложено производить сравнение потерь в различных элементах электротехнического комплекса в виде потерь энергии, что наиболее правильно с энергетической точки зрения. Энергию, потребляемую приводом компрессора, можно представить в виде:

$$\mathcal{E} = \sum_{i=1..T} N_i \cdot t_i, ; \quad (1)$$

где N_i – потребляемая мощность приводом компрессора, кВт.; t_i – интервал дискретизации, ч.

Здесь важно правильно выбрать этот интервал. В таком случае упрощаются расчеты по определению потерь энергии в элементах электротехнического комплекса, так как производить вычисления в виде суммирования потерь мощности менее ресурсоемко с точки зрения вычислительной мощности управляющей системы.

Следующим шагом стало формирование математической модели, позволяющей определять оптимальный режим работы оборудования системы. Так как элементы электромеханической системы существенно отличаются друг от друга, например, электрическая и пневматическая сети, и, соответственно, различными являются их параметры, выработан единый подход для анализа их энергетических показателей, что позволило унифицировать параметры режимов работы элементов электромеханической системы и создало предпосылки для объективного и точного определения критерия управления.

Для построения алгоритма работы системы двухпозиционного управления с недетерминированным верхним уровнем давления необходимо рассмотреть вопрос учета потерь при пуске компрессора и ограничения количества пусков приводного двигателя. Необходимо учесть ограничение количества пусков, которое вводится для создания режима работы привода согласно его паспортным данным, а также для прогнозирования минимального времени цикла накачки – спуска.

Итак, перейдем к вопросу об ограничении количества пусков приводного двигателя поршневой компрессорной установки. Привод компрессора – асинхронный двигатель имеет ограничение количества пусков в час, по условию нагрева. Исходя из этого, в общем случае возможны режимы работы комплекса электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть, при которых число пусков привода компрессора превысит допустимые. Т. е. определив КПД системы и найдя соответствующее ему оптимальное давление, возникает вопрос о том, что если при снижении уровня давления количество пусков в час возрастает, то необходимо установить ограничение в системе управления по количеству пусков в час.

Решить данную задачу можно с помощью прогнозирования времени работы компрессора. Зная производительность компрессорной установки и рассчитав расход сжатого воздуха, а так же оптимальное давление: определяется время повышения и снижения давления – т.е. продолжительность цикла $T_{ц}$. Эту продолжительность получим из формулы:

$$T_{ц} = t_1 + t_2, \quad (2)$$

где $T_{ц}$ – полное время цикла, мин; t_1 – время накачки сжатого воздуха, мин; t_2 – время спуска давления, мин.

$$t_1 = \sum_{i=P_{\min}}^{P_{\max}} \frac{V_c \cdot \Delta P_i}{(B_1 + B_2 \cdot e^{-P_i/B_2}) - (Q_{\text{потр}} + C_1 + C_2 \cdot e^{-P_i/C_2}) \cdot R \cdot T \cdot \rho} ; \quad (3)$$

$$t_2 = \sum_{i=P_{\max}}^{P_{\min}} \frac{V_c \cdot \Delta P_i}{(Q_{\text{потр}} + C_1 + C_2 \cdot e^{-P_i/C_2}) \cdot R \cdot T \cdot \rho} , \quad (4)$$

где V_c – объем воздухопроводной сети, м³; $B_1 + B_2 \cdot e^{-P/B_2}$ – объем сжатого воздуха, поступающего в сеть, м³/мин; $Q_{\text{потр}}$ – расход воздуха у потребителей, м³/мин; $C_1 + C_2 \cdot e^{-P/C_2}$ – потери сжатого воздуха в пневмосети, м³/мин; ΔP_i = приращение давления на i шаге; P_{\max} – максимальный уровень давления, Па; P_{\min} – минимальный уровень давления, Па; T – температура газа, К; $R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха; $\rho = 1,29$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Далее, исходя из количества пусков в час, регламентируемых паспортными данными асинхронного двигателя, можно найти минимальное время цикла работы компрессорной установки.

При правильном расчете производительности компрессора и его выборе, даже при максимальном расходе сжатого воздуха, количество пусков в час остается в пределах нормированных производителем.

Определив время цикла, исходя из расхода сжатого воздуха, рассчитывается предположительное количество пусков в час:

$$M = \frac{60}{T_{ц}}; \quad (5)$$

При расчете этих зависимостей приняты следующие параметры электромеханической системы:

$$\begin{aligned} P_2 = 0,6 \dots 0,8, \text{ МПа} , P_1 = 0,1, \text{ МПа} , n = 1,24 , Q_1 = 20, \text{ м}^3 / \text{ мин} , \\ \eta_{\text{мех}} = 0,85 , \eta_{\text{пол}} = 0,88 , \eta_{\text{ов}} = 0,935 , \cos \phi = 0,8 , \\ U = 0,38, \text{ кВ} , r_0 = 0,00035, \text{ Ом} / \text{ м} \quad l = 40, \text{ м} , P_k = 0,8, \text{ МПа} , P_n = 0,6, \text{ МПа} , \\ V_{\text{рес}} = 8,3, \text{ м}^3 , V_{\text{труб}} = 21, \text{ м}^3 . \end{aligned}$$

Расчетные коэффициенты производительности компрессора, коэффициенты корреляции и корреляционные отношения:

$$B_1 = 212,745; B_2 = -190,778; B_3 = -153,934; r_{xy} = 1; \eta = 0,96.$$

Расчетные коэффициенты потерь в пневмосистеме, коэффициент корреляции и корреляционное отношение:

$$C_1 = 315,022; C_2 = -315,714; C_3 = -162,804; r_{xy} = 1; \eta = 0,95.$$

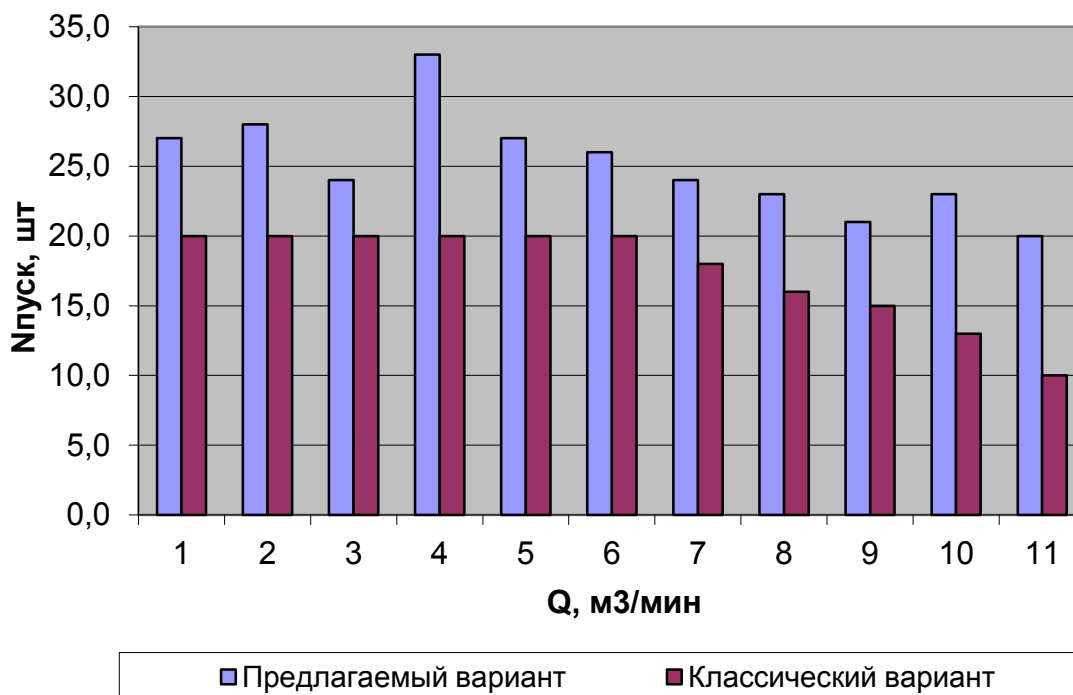
Равенство приведенных коэффициентов корреляции и корреляционных отношений соответственно 1 и 0,95 свидетельствуют о наличии тесной корреляционной связи между параметрами Q и P. Таким образом применение аппроксимационной зависимости вида $P = A_0 + A_1 \cdot e^{-1/A^2}$, где A_0, A_1, A_2 – коэффициенты обосновано.

Здесь необходимо отметить, что при изменении исходных параметров электромеханической системы могут изменяться и потери энергии в ее элементах. Однако характер полученных зависимостей останется неизменным [3, 4].

Определим время цикла «накачка – спуск» давления в пневмосистеме при фиксированном значении расхода сжатого воздуха. Знать продолжительность интервала «спуск – накачка» давления $T_{ц}$ необходимо для нахождения значения количества пусков в час привода поршневой компрессорной установки, так как в математической модели введено ограничение по количеству пусков в час, исходя из температурного режима работы асинхронного привода. На рис. 1 представлена зависимость количества пусков в час от расхода сжатого воздуха, потребляемого пневмоприемниками, при классическом двухпозиционном управлении и при использовании верхнего оптимального давления $P_{\text{max.опт}}$. Исходя из представленных результатов, можно заключить, что при использовании верхнего оптимального уровня давления $P_{\text{max.опт}}$ увеличивается количество включений в час M приводного асинхронного двигателя и, соответственно, уменьшается время цикла $T_{ц}$ по сравнению с классическим двухпозиционным методом управления. Отсюда вытекает предположение, что при определенных расходах сжатого воздуха будет активно ограничение по количеству пусков в час.

$$M \leq M_{\text{паспорт}}; T_{ц\text{мин}} = \frac{60}{M}. \quad (6)$$

Если предположительное количество пусков больше регламентируемого, то необходимо вносить корректировку. Т.к. следующие параметры являются не регулируемыми: расход сжатого воздуха, объем ресивера и пневмосети, производительность поршневой компрессорной установки, то регулировать время цикла работы компрессора мы можем с помощью изменения максимального давления. Т.е. повышение максимального уровня давления позволяет увеличить время цикла. Однако в этом случае вся система будет работать с не оптимальным КПД, из-за перерасхода электрической энергии при выработке сжатого воздуха и увеличении потерь в пневмосети. Улучшение энергетических показателей возможно при учете времени каждого прошедшего цикла и отслеживании расхода сжатого воздуха. Если время цикла превышает расчетное значение, в связи с уменьшением расхода сжатого воздуха, то возникает возможность, снижения максимального уровня давления в пневмосети, уменьшение времени последующих циклов. А, значит, наиболее приблизится к оптимальному энергетическому показателю – максимуму КПД.



Зависимость количества пусков в час от расхода сжатого воздуха, потребляемого пневмоприемниками, при классическом двухпозиционном управлении и при использовании верхнего оптимального давления

Перечень ссылок

1. Бобров А.В. Повышение энергоэффективности поршневых компрессоров. Технічна електродинаміка. - №3.-2004.-с.70-71.
2. Бобров А.В. Нагрузка пневматической сети и её влияние на уровни потерь мощности в элементах электротехнического комплекса поршневой компрессорной установки. Вісник приазовського технічного університету. м. Маріуполь. 2008 р. Енергетика, частина друга, 68-71 с.
3. Бобров А.В. Управление электроприводом компрессорной установки на основе определения КПД электротехнического комплекса. Междунар. молодёжная науч.-техн. конф. "Энергосистема и активные адаптивные электрические сети: проектирование, эксплуатация, образование", г. Самара, 21-25 ноября 2011 г. -423с.
4. Назаренко У.П. Экономия электроэнергии при производстве и использовании сжатого воздуха / У.П. Назаренко.– М.:Энергия,1976.- 103 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Випанасенко С.І.

УДК 622.625.28

С.Е. Барташевский, А.В. Денищенко – канд-ты техн. наук, Р.Р. Егорченко
(Украина, Днепр, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

РАЗВИТИЕ ШАХТНОГО ЛОКОМОТИВНОГО ТРАНСПОРТА

Анотація. Проведений аналіз ситуації, що склалася на локомотивному транспорті вугільних шахт України, розглянуті можливі шляхи підвищення автономності шахтних електровозів і перспективи використання акумуляторних батарей різних електрохімічних систем. Обґрунтована ефективність елементів з протонобмінною мембраною, що використовують як паливо водень. Вивчені проблеми, пов'язані зі зберіганням водню в різних агрегатних станах і зроблені висновки про неможливість його безпечного зберігання в даних умовах. Запропоновано евристичне рішення на рівні винаходу, що дозволяє отримувати водень в необхідних обсягах прямо на локомотиві. При цьому використовується хімічна реакція

взаємодії алюмінію з водою у присутності галієвого каталізатора. Запропоноване технічне рішення дозволяє підвищити автономність і енергоозброєність шахтних локомотивів та безпеку їх експлуатації.

Ключові слова: шахтний електровоз, електрохімічні системи, водень, агрегатний стан, елементи, протон-обмінна мембрана, хімічна реакція, взаємодія алюміній-вода, галловий каталізатор, конденсатор, безпеку експлуатації.

Аннотація. Проведен анализ ситуации, сложившейся на локомотивном транспорте угольных шахт Украины, рассмотрены возможные пути повышения автономности шахтных электровозов и перспективы использования аккумуляторных батарей различных электрохимических систем. Обоснована эффективность элементов с протонообменной мембраной, использующих в качестве топлива водород. Изучены проблемы, связанные с хранением водорода в различных агрегатных состояниях и сделаны выводы о невозможности его безопасного хранения в рассматриваемых условиях. Предложено эвристическое решение на уровне изобретения, позволяющее получать водород в необходимых количествах прямо на локомотиве. При этом используется химическая реакция взаимодействия алюминия с водой в присутствии галлиевого катализатора. Предложенное техническое решение позволяет повысить автономность и энергооборуженность шахтных локомотивов и безопасность их эксплуатации.

Ключевые слова: шахтный электровоз, электрохимические системы, водород, агрегатное состояние, элементы, протон-обменная мембрана, химическая реакция, взаимодействие алюминий-вода, галловый катализатор, конденсатор, безопасность эксплуатации.

Abstract. Current situation with locomotive transport in Ukrainian coal mines has been analyzed. Possible ways to improve independence of mining electric locomotives as well as future use of accumulators with various electrochemical systems have been considered. The efficiency of elements with proton-exchange membrane using hydrogen as fuel has been substantiated. Problems connected with storage of hydrogen in different aggregative states have been explored. Conclusions on the impossibility of its safe storage under the concerned conditions have been drawn. At the level of invention, heuristic solution has been proposed making it possible to generate required quantities of hydrogen right within a locomotive. In this context chemical reaction of aluminium-water interaction involving gallic catalyzer is used. The proposed engineering solution helps improve both independence and power supply capacity of mining locomotives as well as their operational safety.

Keywords: mining electric locomotives, electrochemical systems, hydrogen, aggregative states, elements, proton-exchange membrane, chemical reaction, aluminium-water interaction, gallic catalyzer, capacity, operational safety.

В настоящее время средневзвешенная протяженность маршрутов подземного локомотивного транспорта на шахтах Украины постоянно увеличивается, что связано со старением шахтного фонда и продлением срока службы шахт за счет прирезки запасов у границ полей [1]. При этом энергозатраты на транспортирование и весовая норма поезда зависят от характеристики трассы – уклонов пути и протяженности маршрута, а основные конструкции батарей электровозов, для которых путь пробега напрямую зависит от их емкости, остаются неизменными.

На шахтах Павлоградского и Красноармейского регионов столкнулись с проблемой: часто емкости батарей электровозов АМ8Д (АРП8Т) недостаточно для выполнения рейсов к наиболее отдаленным погрузочным пунктам и приходится использовать спаренные локомотивы 2АМ8Д или включать в состав два локомотива. На пути меньшей протяженности заряда батарей достаточно для выполнения лишь одного рейса. Для выхода из этой ситуации вблизи границ шахтного поля оборудуют камеры замены батарей, а при наличии обособленного проветривания устанавливают зарядные камеры, что влечет за собой значительные финансовые и трудовые затраты.

Решение задачи обеспечения заданной производительности в указанных условиях возможно путем:

- применения электровозов, получающих энергию из внешнего источника неконтактным способом;
- применения локомотивов с двигателями внутреннего сгорания;
- увеличения энергоемкости химических источников тока, применяемых на аккумуляторных электровозах.

Цель работы – определение эффективности различных систем энергоснабжения шахтных локомотивов.

Типы электровозов В10 и В14, разработанные в Днепропетровском горном институте и введенные в опытно-промышленную эксплуатацию, подтвердили свои высокие технико-экономические показатели. Однако, вредное воздействие токов высокой частоты на обслуживающий персонал и возникновение наведенного электричества в металлоконструкциях, находящихся вблизи питающих кабелей, не позволило обеспечить необходимый уровень безопасности.

Шахтні дизельні локомотиви в виконанні РВ, отримали широке застосування на вугільних шахтах за кордоном. Оскільки ці машини використовують високоенергетичне дизельне паливо, то їхній пробіг за зміну практично неограничений, але впровадження дизельних локомотивів на шахтах України виявило цілий ряд проблем, які обмежують їхнє широке застосування:

- невідповідність вітчизняним нормам вмісту шкідливих речовин у вихлопних газах дизельних локомотивів країн Євросоюзу [2];
- необхідність додаткового розрідження вичерпаних газів при збіганні напрямків руху машини і вентиляційної струї;
- невідповідність технічного рівня підготовки місцевого персоналу до обслуговування двигунів, гідрооб'ємної трансмісії і системи очищення вихлопних газів;
- високі капітальні витрати.

Всі перераховані причини є подолюваними.

До хімічних джерел струму (ХД) належать:

- гальванічні елементи;
- акумуляторні батареї (АБ);
- паливні елементи (ПЕ).

Гальванічні елементи допускають лише одноразове використання і в гірській промисловості не застосовуються.

В даний час на шахтних локомотивах, застосовуються дві групи акумуляторних батарей: щелочні і кислотні [3].

Перша група представлена акумуляторами наступних типів: нікель-залізними (Ni-Fe) – ТНЖШ-400-У5, ТНЖШ-500-У5, ТНЖШ-550М-У5, ТНЖ-350-У5 і нікель-кадмієвими (Ni-Cd) – ТНК-350-Т5, 88ТНК-400. Широке застосування цих акумуляторів пов'язано з їхнім безпечним використанням при коротких замиканнях (КЗ), малою чутливістю до ударів і струсів, можливістю частичної дозарядки.

Друга – кислотними батареями переважно зарубіжного виробництва. В останній час більшість гірських підприємств переходить до використання саме свинцево – кислотних батарей. Пов'язано це з їхньою більшою енергоємністю при менших габаритних розмірах. Однак даному виду АБ притаманні і недоліки: висока чутливість до ударів і струсів, вибухонебезпечність при КЗ, активне виділення в шахтну атмосферу водню і парів сірчаної кислоти.

В даний час у всьому світі активно ведуться роботи, пов'язані з створенням нових і вдосконаленням існуючих АБ за рахунок розробки нових електрохімічних систем і вдосконалення вже існуючих.

Проведений аналіз технічних характеристик АБ вітчизняного і зарубіжного виробництва дозволив дати порівняльну оцінку їхньої енергетичної і економічної ефективності (табл. 1).

Найбільшу, з серійно випускаємих, удільну енергоємність мають срібно – цинкові АБ, однак дефіцитність використовуваних для їхнього створення матеріалів, висока ціна енергії і невелике число циклів заряд – розряд обмежує їхнє застосування на локомотивах.

Таблиця 1

Порівняльні характеристики АБ

Тип джерела струму	Розрядне напруга, В	Удільна енергоємність, Вт*ч/кг	Кількість циклів заряд-розряд
Свинцеві кислотні	2,0–1,8	25–40	300
Щелочні Нікель-кадмієві Ламельні/безламельні	1,2	30–35	2000
Щелочні Нікель-залізні	1,2	25–30	2000
Срібно-цинкові	1,7–1,4	100–120	100
Нікель-цинкові	1,6–1,4	60	100–300
Нікель-водородні	1,3–1,1	50–90	1000
Цинк-повітряні	1,2–1,0	100	(100)
Сірчано-натрієві	2,0–1,8	200	(1000)
Літій-іонні	3,5–3,7	100–180	500–1000

Цинк – повітряні АБ розглядаються як експериментальні моделі.

Для сірчано-натрієвих АБ основною є проблема безпечної експлуатації: в разі витікання через електроліт і прямого взаємодіяння сірки і натрію може статися повна розгерметизація ак-

кумулятора. Это связано с тем, что температура кипения серы 444 °С, а исходная температура батареи 300 – 350 °С и реакция взаимодействия серы и натрия весьма экзотермична.

Никель-цинковые батареи, имея сравнительно высокую удельную энергоёмкость (46 – 50 Вт*ч/кг) и большую допустимую мощность, в условиях реальной эксплуатации показали очень низкий срок службы (порядка 100 – 150 циклов).

Никель-водородные АКБ из-за своей дороговизны используются, в основном, на искусственных спутниках Земли.

Литий-ионные батареи из-за свойственной металлическому литию нестабильности обладают низкой устойчивостью к перезаряду. На отрицательном электроде на поверхности углеродной матрицы при значительном перезаряде наблюдается осаждение металлического лития, обладающего большой реакционной способностью к электролиту, а на катоде начинается активное выделение кислорода. Возникает угроза теплового разгона, повышения давления и разгерметизации батареи.

Анализ приведенных данных показывает, что увеличение пути пробега шахтных локомотивов за счет применения АКБ повышенной удельной энергоёмкости в будущем представляется маловероятным.

Более перспективным ХИТ для шахтных локомотивов является использование топливных элементов (ТЭ), представляющих собой электрохимические генераторы, способные непрерывно работать за счёт постоянного получения электродами новых порций реагентов и отдачи продуктов реакции [4]. Фактически в ТЭ наблюдается непрерывный процесс беспламенного каталитического окисления топлива.

Достоинства топливных элементов следующие:

- простота эксплуатации (практически не требуют обслуживания);
- долговечность (срок службы до 10 – 15 лет);
- использование высокоэнергетического топлива (водород, метанол);
- КПД выше, чем у АКБ и дизелей (до 80%);
- основной побочный продукт – $2H_2O$ или $2H_2O + CO_2$ (в зависимости от типа элемента).

В настоящее время принято несколько способов классификации топливных элементов:

- по типу электролита;
- по типу топлива и окислителя;
- по температуре эксплуатации, которая, во многом, определяется типом электролита и видом топлива.

По типу окислителя топливные элементы условно разделяют на кислородные и воздушные (в последнем случае в качестве окислителя используют кислород воздуха).

По виду топлива выделяют водородные, метанольные и топливные элементы на природном газе, хотя последние с “химической” точки зрения следует отнести к “водородным”, так как природный газ предварительно подвергается конверсии.

По температуре эксплуатации их условно делят на:

- высокотемпературные (до 1000° С);
- среднетемпературные (до 250° С);
- низкотемпературные (до 100° С).

Для локомотивов, работающих в условиях горных выработок с ограниченными объемами, в загрязненной и загазованной атмосфере, размеры элементов, их рабочая температура, применяемый вид топлива, необходимость использования дополнительного оборудования (топливных конверторов, охлаждающих систем и т.д.) имеют принципиальное значение.

При анализе технических характеристик ТЭ в дальнейшем взята за основу их классификация по температуре эксплуатации.

Технические характеристики высоко- и среднетемпературных ТЭ приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Высоко – и среднетемпературные топливные элементы,
находящиеся на стадии опытно-промышленной эксплуатации**

Тип топливного элемента	Рабочая температура, °С	Эффективность выработки электроэнергии, %	Вид топлива	Область применения
РКТЭ (MCFC)	550–700	50–70	Большинство видов углеводородного топлива	Средние и большие установки
ТОТЭ (SOFC)	450–1000	45–70	Большинство видов углеводородного топлива	Малые, средние и большие установки
ФКТЭ (PAFC)	100–220	35–40	Чистый водород	Большие установки

Высокие рабочие температуры приведенных вышеприведенных ТЭ не позволяют использовать их на шахтных локомотивах.

В связи с этим, из всего многообразия электрохимических систем, выпуск которых налажен производителями, как наиболее пригодные для использования на шахтных электровозах, можно выделить такие ТЭ (см. табл. 3).

Таблица 3

Низкотемпературные топливные элементы, находящиеся на стадии опытно-промышленной эксплуатации

Тип топливного элемента	Рабочая температура, °С	Эффективность выработки электроэнергии, %	Вид топлива	Область применения
МОПТЭ(PEMFC)	30-100	35-50	Чистый водород	Малые установки
ПОМТЭ (DMFC)	20-90	20-30	Метанол	Малые установки
ЩТЭ(AFC)	50-200	40-65	Чистый водород	Малые установки

Метанол – горюч, токсичен, активно испаряется при комнатной температуре, взрывоопасен, и поэтому мало используется в качестве топлива для транспортных средств.

Для этих условий лучше применять элементы с мембраной обмена протонов (МОП), которые сегодня имеют мощность до 2 кВт. В качестве электролита в этих топливных элементах используется твердая полимерная мембрана (тонкая пластмассовая пленка), которая при пропитывании водой пропускает протоны, но не проводит электроны. Топливом является водород, а носителем заряда – ион водорода (протон). На аноде молекула водорода разделяется на ион водорода (протон) и электроны. Ионы водорода проходят сквозь электролит к катоду, а электроны перемещаются по внешнему кругу и в цепи возникает электрический ток. Кислород воздуха подается к катоду и соединяется с электронами и ионами водорода, образуя воду. На электродах происходят следующие реакции:

- на аноде: $2H_2 + 4OH^- \Rightarrow 4H_2O + 4e^-$;
- на катоде: $O_2 + 2H_2O + 4e^- \Rightarrow 4OH^-$;
- общая элемента: $2H_2 + O_2 \Rightarrow 2H_2O$.

Как видно из табл.3, топливом для этих элементов служит водород, при использовании которого возникают сложности, связанные с его хранением[5,6]:

– хранение водорода в сжатом виде требует высокопрочных многослойных стальных баллонов с внутренними вкладышами из аустенитовой стали. Водородная коррозия металла приводит к утечкам, что создает угрозу взрыва гремучего газа;

– хранение водорода в сжиженном виде в сосудах Дьюара требует высоких затрат на охлаждение до температуры $-253\text{ }^\circ\text{C}$. Криогенные емкости не имеют идеальной теплоизоляции, поэтому оборудуются системами для стравливания газообразного водорода в атмосферу, что создает угрозу взрыва гремучего газа;

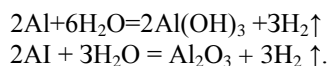
– хранение водорода в металлгидридах – водород хорошо растворим во многих металлах и это позволяет хранить его в емкостях, содержащих губчатую массу или нанотрубки из благородных металлов. Недостаток такого способа хранения – высокая стоимость и необходимость прогрева металлгидридов для обеспечения возможности выхода газообразного водорода, водородная коррозия металла емкости в пограничном слое наполнитель/обшивка, и приводит к утечкам, что создает угрозу взрыва гремучего газа.

Тем не менее, на опытной шахте в Квебеке (Канада) испытан разработанный компаниями FuelCell Propulsion Institute и Vehicle Projects LLC (США) шахтный электровоз с электродвигателем мощностью 14 кВт, получающим питание от батареи ТЭ с протонообменными мембранами. Электровоз заправляется тремя килограммами водорода в виде металгидридов, что хватает на 8 часов работы. Состав состоит из электровоза и трех вагонеток, массой вместе с грузом 4 тонны. Компания "Anglo American Platinum Ltd" (Amplats), являющаяся крупнейшим производителем платины в мире, запустила первый из пяти шахтных локомотивов на топливных элементах[7], которые будут использоваться на шахтах ЮАР. В заявлении компании говорится, что ее первый локомотив в течение ближайших месяцев пройдет испытания на руднике Рустенбург. Проект разработан в сотрудничестве с компаниями "Vehicle Projects Inc.", "Trident South Africa (Pty) Ltd" и "Battery Electric (Pty) Ltd".

Несмотря на эти проекты ни один из существующих на сегодняшний день способов не позволяет обеспечить безопасное и экономичное хранение водорода.

Выход из сложившейся ситуации видится на пути создания компактных генераторов водорода, установленных на транспортном средстве, которые могут вырабатывать водород в объемах, необходимых для выработки электроэнергии, потребляемой двигателем, минимизируя тем самым, возможность утечки.

Получение водорода непосредственно в генераторе на транспортном средстве с использованием галлия и алюминия возможно следующим химическим путем:



В реакции сплавления галлия и алюминия [8] первый компонент препятствует образованию защитной оксидной пленки на поверхности алюминия, без которой он начинает бурно реагировать с водой, образуя водород и оксид алюминия. Стоит также отметить, что в результате реакции галлий фактически не расходуется и может использоваться повторно. Причем при протекании реакции из двух молекул алюминия образуется три молекулы водорода и таким образом из каждых 0,054 кг алюминия получается 0,006 кг водорода. Во второй реакции алюминия с водой для получения Al_2O_3 также необходимо 0,054 кг воды. В первой реакции количество воды для образования $2\text{Al}(\text{OH})_3$ будет задействовано в два раза больше. Таким образом, при химической реакции с участием 1 кг алюминия и, как минимум, 1 кг воды получаем 0,111 кг водорода, объем которого при нормальных условиях составит $1,24 \text{ м}^3$.

Следовательно, если использовать для генерирования водорода такую управляемую реакцию непосредственно на транспортном средстве, то можно избежать проблем, связанных с его хранением, поскольку генератор выделяет ровно столько водорода, сколько его нужно в данный момент.

Авторами предложена конструкция шахтного электровоза [9], оснащенного рамой, колесными парами, приводными блоками с редукторами и электрическими двигателями, системами управления, аккумуляторной батареей, которая отличается тем, что имеет в качестве источника тока водородные топливные элементы и генератор водорода для них с возможностью автоматического регулирования подачи последнего в зависимости от силы тока тяговых электродвигателей (рис. 1). Установка работает следующим образом.

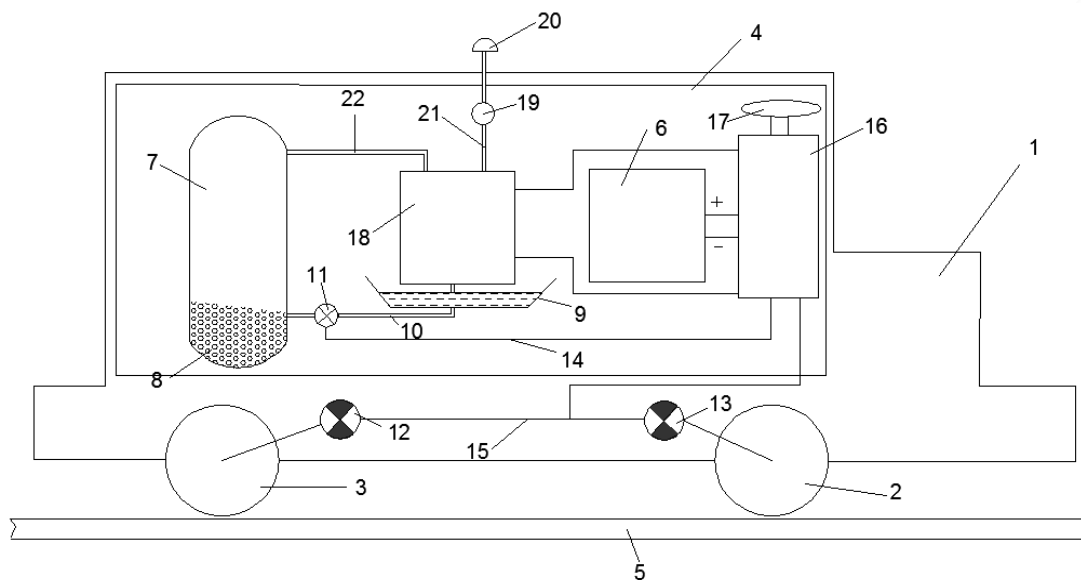


Рис. 1. Принципиальная схема электровоза:

- 1 – рама; 2, 3 – колесные пары; 4 – оболочка; 5 – рельсовый путь; 6 – аккумуляторная батарея;
 7 – генератор водорода; 8 – реагенты; 9 – резервуар; 10 – патрубок; 11 – регулятор;
 12, 13 – тяговые двигатели; 14, 15 – проводники; 16 – контроллер; 17 – нейтрализатор;
 18 – топливный элемент; 19 – вентилятор; 20 – фильтр; 21, 22 – патрубки

Предварительно в генератор водорода загружают гранулированный алюминий и галлий, затем через регулятор подают к этой смеси воду через патрубок из резервуара. В результате реакции выделяется водород, который по патрубку направляется к водородному топливному элементу с мембраной обмена протонов, где соединяется с кислородом воздуха, поступающим от вентилятора через фильтр по патрубку. В результате реакции водорода с кислородом в топливном элементе вырабатывается электрическая энергия, которая через контроллер питает тяговые двигатели. Вода же, образовавшаяся в результате реакции, собирается в резервуаре. Вращательный момент от двигателей передается колесным парам, и электровоз начинает движение по рельсовому пути. Проводниками тяговые двигатели соединены с контроллером и регулятором, и в случае изменения величины тока в цепи их питания, контроллер подает сигнал на регулирование подачи воды в генератор водорода – повышение величины тока дает сигнал на открытие регулятора воды и увеличение количества водорода на выходе из генератора, и наоборот. Восстановление запаса энергии генератора осуществляется загрузкой очередной порции алюминия и галлия, причем большая часть последнего используется повторно. Для обеспечения пуска и перемещения машины в случае непредвиденных ситуаций, связанных с отказом

основной системы питания, на электровозе установлена резервная аккумуляторная батарея 6, которая подзарядается во время движения через контролер от топливного элемента. Все части системы питания, где находится водород, располагают во взрывобезопасной оболочке 4, оборудованной низкотемпературным каталитическим нейтрализатором последнего 17, который питается через контролер от топливного элемента. Прекращение выделения водорода и, как следствие, обесточивание системы осуществляется путем перекрытия подачи воды в генератор с помощью регулятора.

Добавление в конструкцию электровоза генератора водорода со смесью алюминия, галлия и воды позволяет получить достаточное количество последнего для питания топливных элементов, что, в свою очередь, приводит к существенному увеличению запаса хода машины, повышению производительности и надежности системы локомотивной откатки в целом.

Применение водородных топливных элементов в системе питания электровоза упрощает процесс получения электрической энергии, в котором принимают участие лишь два элементарных компонента – водород и кислород, что удешевляет стоимость энергии.

Оснащение системы питания обратной связью по величине тока двигателей позволяет осуществлять регулирование выделения водорода путем изменения количества воды, подаваемой в генератор и, соответственно, повысить энергоэффективность всей системы.

Кроме того, размещение элементов системы с циркулирующим водородом во взрывобезопасной оболочке с низкотемпературным каталитическим нейтрализатором, снижает концентрацию водорода, выбрасываемого в атмосферу до необходимых значений и, тем самым, исключает вероятность взрыва и соответственно повышает безопасность эксплуатации шахтного транспорта.

Список литературы

1. Дебелый В.Л. Основные направления развития шахтного локомотивного транспорта/ В.Л. Дебелый, Л.Л. Дебелый, С.А. Мельников // Уголь Украины. – 2006. – №6. – С. 30 – 31.
2. Мохельник П. Взрывозащищенные рудничные дизелевозы из Чехии / П. Мохельник, П. Коварж // Глюкауф.– 2002. – №1 – С. 50 – 52.
3. Лаврус В.С. Батарейки и аккумуляторы /В.С. Лаврус. – М.: Наука и техника, 1995. – 47 с.
4. Варыпаев В.Н. Химические источники тока / В.Н. Варыпаев, М.А. Даосян, В.А. Никольский.– М.: Высшая школа, 1990. – 240 с.
5. Физико-химические свойства веществ:справ.по химии /под ред. Р.А.Кипера. –Хабаровск: Прондо, 2013. – 250 с.
6. Дружинин П.В. К вопросу хранения водорода/ П.В. Дружинин, А.А. Коричев // Техно-технологические проблемы сервиса. – 2009. – №3(9). – С. 51 – 53.
7. metallischekiy-portal.ru/news/.
8. <http://usamodelkina.ru/5567-himicheskiy-opyt-reakciya-zhidkogo-galliya-i-alyuminiya.html>.
9. Шахтний локомотив. Рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель № 21802/34/16 від 10.10.2016. Автори: Чеберячко С.І., Денищенко О.В., Барташевський С.Є., Егорченко Р.Р. Заявлено 29.06.2016, реєстраційний номер заявки u201607046.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Самусею В.І.

УДК 622.673:531

В.А. Ропай, д-р техн. наук

(Украина, Днепр, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПРОДОЛЬНО-КРУТИЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ОТВЕСА КРУГЛОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА

Анотація. Приведен вывод дифференциальных уравнений продольно-крутильно-поперечных колебаний отвеса круглого каната как естественно-закрученного стержня. Для составления уравнений использован принцип Даламбера. Полученные уравнения могут быть использованы при исследовании динамики и устойчивости прямолинейной формы равновесия отвеса каната.

Ключевые слова: Вывод, дифференциальные уравнения, отвес каната, естественно-закрученный стержень

Анотація. Приведено виведення диференціальних рівнянь поздовжньо-крутильно-поперечних коливань виску круглого каната як природно-закрученого стріжня. Для складання рівнянь використаний

принцип Даламбера. Отримані рівняння можуть бути використані при дослідженні динаміки і стійкості прямолінійної форми рівноваги виску каната.

Ключеві слова: *Отримання, диференціальні рівняння, висок каната, природно-закручений стріжень*

Abstract. *The differential equations of longitudinal-torsion-transversal vibrations of plumb of round rope as a naturally-involute bar are resulted. For derivation of equations principle of D'Alembert is used. The got equations can be used for reseach of dynamics and stability of rectilinear form of equilibrium of plumb of rope.*

Keywords: *derivation, differential equation, plumb of rope, naturally-involute bar*

Приведем вывод дифференциальных уравнений продольно – крутильно – поперечных колебаний отвеса круглого уравновешивающего каната, как весомого естественно закрученного стержня переменной по длине изгибной жесткости. Рассматриваемая расчетная схема отвеса каната представлена на рис. 1.

Отвес каната длины l и линейной плотности μ и система отчета XYZ , связанная с подъемным сосудом, совершают поступательное переносное движение со скоростью сосуда $V_c(t)$. Произвольное сечение каната, определяемое дуговой координатой S , получает при колебаниях поперечные отклонения y и z , продольное перемещение U , направленное по касательной τ и обусловленное растяжением и раскручиванием верхней части отвеса каната, и поворот сечения каната v вокруг оси касательной относительно некоторого неподвижного направления.

Будем обозначать: u – часть продольного перемещения сечения каната, обусловленную только деформацией упругого растяжения каната как стержня, без учета удлинения от раскручивания каната; q – погонный вес каната; m – момент инерции единицы длины каната относительно его продольной оси; $G(x)$ – изгибная жесткость каната.

Перемещения $U(x)$, $u(x)$ и $v(x)$ для прямого естественно закрученного стержня связаны соотношением

$$U(x) = u(x) - k[v(0) - v(x)], \quad (1)$$

где k – коэффициент раскрутки каната, $v(0)$ – угол поворота верхнего сечения каната с роторной частью вертлюга.

Продольное усилие T и крутящий момент M_k в поперечном сечении прямого каната определяются зависимостями, полученными М.Ф. Глушко [1]

$$T = A \frac{dU}{dx} + C \frac{dv}{dx}, \quad M_k = C \frac{dU}{dx} + B \frac{dv}{dx}, \quad (2)$$

где A, B, C – Глушко М.Ф. назвал агрегатными коэффициентами жесткости каната, они зависят от конструкции каната и параметров его свивки, коэффициент раскрутки каната определяется через агрегатные коэффициенты жесткости следующим соотношением

$$k = \frac{C}{A}. \quad (3)$$

В работе [2] выражения (2) с учетом (1) и (3) записаны в виде:

$$T = A \frac{du}{dx}, \quad M_k = B_k \frac{dv}{dx} + kT, \quad (4)$$

где первое слагаемое в выражении для M_k называют моментом упругих сил, а второе – моментом раскрутки; $B_k = B - k^2 A$ – жесткость каната на кручение (как для стержня).

Будем полагать зависимости (3) и (4) для прямого отвеса каната справедливыми при малых поперечных колебаниях каната.

Для составления уравнений продольно-крутильно-поперечных колебаний воспользуемся условиями равновесия элемента каната в векторной форме и принципом Даламбера.

На рис. 1, a показан элемент каната ds . Главный вектор и главный момент внутренних сил в сечении S каната обозначены \bar{P} и \bar{M} соответственно, \vec{f} , \vec{m} – векторы интенсивности силовой и мо-

ментной внешних нагрузок. В сечении $S+dS$ главный вектор и главный момент внутренних сил равны $\bar{P} + d\bar{P}$ и $\bar{M} + d\bar{M}$, соответственно.

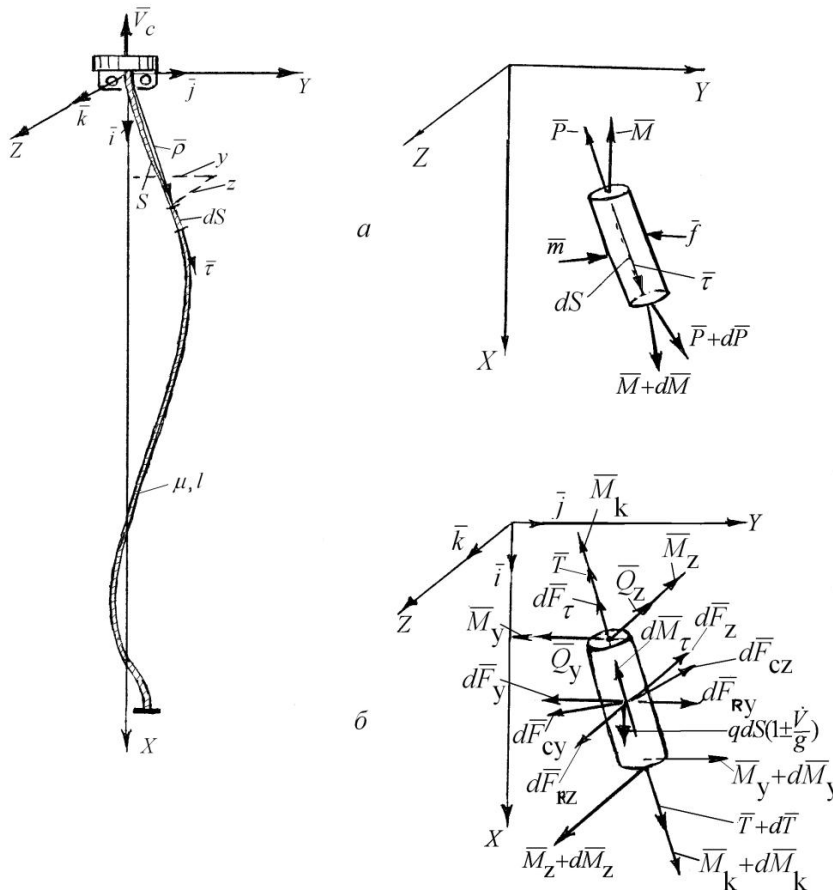


Рис. 1 Схема отвеса каната, совершающего продольно-крутильно-поперечные колебания: *a* – схема нагружения элемента ds каната (общие векторные обозначения); *б* – схема нагружения элемента ds каната в принятой системе отсчета

Уравнения равновесия элемента каната в векторной форме имеют вид:

$$\frac{d\bar{P}}{dS} = -\bar{f}, \quad \frac{d\bar{M}}{dS} = -\bar{\tau} \times \bar{P} - \bar{m}, \quad (5)$$

где $\bar{\tau}$ – орт касательной.

Радиус-вектор $\bar{\rho}$ произвольной точки на дуге S оси деформированного каната в его отклоненном состоянии можно представить в виде:

$$\bar{\rho} = (x+U)\bar{i} + y\bar{j} + z\bar{k}.$$

Полагая для малых отклонений $dS = d(x+U)$, получим вектор касательной

$$\bar{\tau} = \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial S} = \bar{i} + \frac{\partial y}{\partial S} \bar{j} + \frac{\partial z}{\partial S} \bar{k} \quad (6)$$

и кривизну дуги

$$\bar{\chi} = \frac{\partial \bar{\tau}}{\partial S} = \frac{\partial^2 y}{\partial S^2} \bar{j} + \frac{\partial^2 z}{\partial S^2} \bar{k}. \quad (7)$$

На рис. 1, б показаны разложенные по координатным осям нагрузки и силы инерции, приложенные к элементу каната. Главный вектор внутренних сил в поперечном сечении каната \bar{P} представим составляющими

$$\bar{T}, \bar{Q}_y, \bar{Q}_z,$$

где \bar{T} – продольное усилие, \bar{Q}_y, \bar{Q}_z – поперечные силы, параллельные координатным осям.

Главный момент внутренних сил \bar{M} состоит из крутящего момента \bar{M}_k , направленного по касательной к линии S , и изгибающего момента, направленного по бинормали b , с составляющими \bar{M}_y и \bar{M}_z . Вектор интенсивности внешней нагрузки \bar{f} состоит из следующих составляющих, которые находим как отношение к длине элемента каната dS равнодействующих следующих распределенных сил: веса элемента каната и его силы инерции переносного поступательного движения $qdS\left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g}\right)$, направленной вертикально параллельно оси x , и силы инерции: $d\bar{F}_\tau$, обусловленной относительным ускорением при продольных деформациях каната и направленной вдоль касательной; $d\bar{F}$ – сила инерции при поперечных колебаниях (составляющие $d\bar{F}_y, d\bar{F}_z$); $d\bar{F}_c$ – кориолисова сила инерции, обусловленная взаимным влиянием продольных и поперечных колебаний, направленная перпендикулярно $\bar{\tau}$ (составляющие $d\bar{F}_{cy}, d\bar{F}_{cz}$ можем направить вдоль координатных осей Y и Z при малых поперечных колебаниях каната); $d\bar{F}_R$ – радиальная (центробежная) сила инерции, обусловленная вращением каната вокруг вертикальной оси X с угловой скоростью $\bar{\omega}(x,t)$ (составляющие $d\bar{F}_{Ry}, d\bar{F}_{Rz}$). Вектор интенсивности моментной нагрузки \bar{m} равен отношению к длине элемента каната dS момента сил инерции $d\bar{M}_\tau$, определяемого угловым ускорением элемента dS при крутильных деформациях и направленного вдоль касательной $\bar{\tau}$ (угловым ускорением элемента каната при малых поперечных колебаниях пренебрегаем).

Указанные инерционные нагрузки определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} d\bar{F}_\tau &= -\mu dS \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \bar{\tau}; & d\bar{F}_y &= -\mu dS \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \bar{j}; & d\bar{F}_z &= -\mu dS \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \bar{k}; \\ d\bar{F}_{cy} &= -2\mu dS \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \bar{j}; & d\bar{F}_{cz} &= -2\mu dS \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \bar{k}; \\ d\bar{F}_{Ry} &= \mu dS \omega^2 y \bar{j}; & d\bar{F}_{Rz} &= \mu dS \omega^2 z \bar{k}; & d\bar{M}_\tau &= -m dS \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \bar{\tau}. \end{aligned} \quad (8)$$

Сделаем еще одно весьма полезное упрощающее допущение относительно величины и направления продольной составляющей главного вектора внутренних сил \bar{T} в произвольном сечении каната. На часть отвеса каната, расположенную ниже рассматриваемого сечения, действуют только вертикальные силы – сила тяжести и сила инерции поступательного переносного движения нижней части отвеса. Других сил нет. Есть концевой крутящий момент в петле. Поэтому логично принять, что продольная составляющая главного вектора внутренних сил \bar{T} состоит из квазистатической составляющей \bar{T}_{kc} , направленной вертикально и равной весу и силе инерции поступательного движения нижней части отвеса каната, и динамической составляющей \bar{T}_d , направленной по касательной к изогнутой оси каната при колебаниях. При этом не учитываем изменения длины оси каната при поперечных колебаниях, поскольку рассматриваются малые колебания, т.е. полагаем $dS = dx$. Таким образом, заменяя в (5)–(7) dS на dx , представим \bar{P} в виде:

$$\bar{P} = \bar{T}_{kc} + \bar{T}_d = q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \bar{i} + T_d \bar{i} + T_d \frac{\partial y}{\partial x} \bar{j} + T_d \frac{\partial z}{\partial x} \bar{k}. \quad (9)$$

Вектор интенсивности внешней нагрузки

$$\begin{aligned} \vec{f} = f_x \vec{i} + f_y \vec{j} + f_z \vec{k} = &= \frac{1}{dx} \left[-dF_\tau + qdx \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) + dF_{cy} \frac{\partial y}{\partial x} + dF_{cz} \frac{\partial z}{\partial x} \right] \vec{i} + \left[-dF_y - dF_{cy} + dF_{Ry} - dF_\tau \frac{\partial y}{\partial x} \right] \vec{j} + \\ &+ \left[-dF_z - dF_{cz} + dF_{Rz} - dF_\tau \frac{\partial z}{\partial x} \right] \vec{k}. \end{aligned} \quad (10)$$

Главный момент внутренних сил \vec{M} в сечении каната состоит из крутящего момента \vec{M}_k , направленного по касательной τ , и изгибающего момента \vec{M}_u , направленного по бинормали b . Поскольку бинормаль перпендикулярна касательной, вектор изгибающего момента определяем следующим образом:

$$\vec{M}_u = G(x)(\vec{\tau} \times \vec{\chi}) = G(x) \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \vec{k} - \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \vec{j} \right). \quad (11)$$

Главный момент внутренних сил

$$\vec{M} = \vec{M}_k + \vec{M}_u = M_k \vec{i} + \left[M_k \frac{\partial y}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right] \vec{j} + \left[M_k \frac{\partial z}{\partial x} + G(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] \vec{k}. \quad (12)$$

Первое уравнение (5) в проекциях на координатные оси XYZ с учетом (10), (11) дает следующие соотношения:

$$\frac{\partial P_x}{\partial x} = -q \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) + \frac{\partial T_d}{\partial x} = -f_x = -\frac{1}{dx} \left[-dF_\tau + qdx \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) + dF_{cy} \frac{\partial y}{\partial x} + dF_{cz} \frac{\partial z}{\partial x} \right]; \quad (13)$$

$$\frac{\partial P_y}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(T_d \frac{\partial y}{\partial x} \right) = -f_y = -\frac{1}{dx} \left[-dF_y - dF_{cy} + dF_{Ry} - dF_\tau \frac{\partial y}{\partial x} \right]; \quad (14)$$

$$\frac{\partial P_z}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(T_d \frac{\partial z}{\partial x} \right) = -f_z = -\frac{1}{dx} \left[-dF_z - dF_{cz} + dF_{Rz} - dF_\tau \frac{\partial z}{\partial x} \right]. \quad (15)$$

Второе уравнение (5) с учетом (9) перепишем в виде:

$$\frac{\partial \vec{M}}{\partial x} = -\vec{\tau} \times (\vec{T}_{kc} + \vec{T}_d) - \vec{m} = -\vec{\tau} \times \vec{T}_{kc} - \vec{m}, \quad (16)$$

из которого в проекциях на координатные оси XYZ получим:

$$\frac{\partial M_x}{\partial x} = m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}; \quad (17)$$

$$\frac{\partial M_y}{\partial x} = -T_{kc} \frac{\partial z}{\partial x} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x}; \quad (18)$$

$$\frac{\partial M_z}{\partial x} = T_{kc} \frac{\partial y}{\partial x} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x}. \quad (19)$$

Уравнения (13)–(19) описывают продольно-крутильно-поперечные колебания отвеса каната. С учетом (8), (10), (12) эти уравнения принимают вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{\partial T_d}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial x} - 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial x} \\
 \frac{\partial}{\partial x} \left(T_d \frac{\partial y}{\partial x} \right) &= \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} - \mu \omega^2 y + \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x} \\
 \frac{\partial}{\partial x} \left(T_d \frac{\partial z}{\partial x} \right) &= \mu \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + 2\mu \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial z}{\partial x} \right) \frac{\partial U}{\partial t} - \mu \omega^2 z + \mu \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x} \\
 \frac{\partial M_k}{\partial x} &= m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \\
 \frac{\partial}{\partial x} \left(M_k \frac{\partial y}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) &= - \left(q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \right) \frac{\partial z}{\partial x} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x} \\
 \frac{\partial}{\partial x} \left(M_k \frac{\partial z}{\partial x} - G(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) &= - \left(q(l-x) \left(1 \pm \frac{\dot{V}_c}{g} \right) \right) \frac{\partial y}{\partial x} + m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x}
 \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

К полученной системе уравнений необходимо добавить уравнения (2).

Граничные условия:

при $x = 0$

$$\begin{aligned}
 1) \quad U(0,t) &= 0; & 2) \quad M(0,t) &= I_B \frac{\partial^2 v(0,t)}{\partial t^2} + M_{TP} \text{sign} \omega(0,t), \\
 3) \quad y(0,t) &= 0; & 4) \quad z(0,t) &= 0; & 5) \quad \frac{\partial y(0,t)}{\partial x} &= 0; & 6) \quad \frac{\partial z(0,t)}{\partial x} &= 0;
 \end{aligned} \quad (21)$$

при $x = l$

$$7) \quad T(l,t) = 0; \quad 8) \quad v(l,t) = 0,$$

где M_{TP} – момент трения в упорном подшипнике вертлюга, равный

$$M_{TP} = T(0,t) \frac{d_n}{2} f, \quad (22)$$

где d_n – диаметр подшипника, f – коэффициент трения качения.

Начальные условия: при $t = 0$

$$\begin{aligned}
 U(x,0) &= U_{kc}(x); & v(x,0) &= v_{kc}(x); & y(x,0) &= 0; & z(x,0) &= 0; \\
 \frac{\partial U(x,0)}{\partial t} &= 0; & \frac{\partial v(x,0)}{\partial t} &= \omega(x); & \frac{\partial y(x,0)}{\partial t} &= 0; & \frac{\partial z(x,0)}{\partial t} &= 0,
 \end{aligned} \quad (23)$$

где U_{kc} , v_{kc} – продольная и угловая квазистатические начальные перемещения сечений каната.

Отметим особенности системы уравнений (20).

Первое и четвертое уравнения системы (20) с учетом (2) описывают продольно-крутильные колебания отвеса каната. При этом два последние слагаемые в первом уравнении системы (20) учитывают проекции кориолисовых сил инерции на продольную ось каната при продольно – поперечных колебаниях, что позволяет сделать заключение о незначительном влиянии поперечных колебаний каната на его продольно – крутильные колебания.

Два последних уравнения системы (20) описывают поперечные перемещения (y, z) сечений каната. Возмущением указанных поперечных перемещений является крутящий момент в канате и его момент сил инерции при крутильных колебаниях. Поскольку эти члены уравнений имеют малые коэффициенты $\frac{\partial z}{\partial x}, \frac{\partial y}{\partial x}$, они оказывают влияние на поперечные перемещения каната при превышении крутящим момен-

том некоторого критического значения $M_{кр}$. Таким образом, нет необходимости изучать поперечные колебания отвеса каната, вызываемые его продольно-крутильными колебаниями, после превышения крутящим моментом в канате значения $M_{кр}$. Можно утверждать, что амплитуды поперечных колебаний будут возрастать существенно. Принятая математическая модель малых поперечных колебаний просто не позволит достаточно точно оценить значительные отклонения оси каната от вертикали. Да в этом нет необходимости, поскольку пространство в стволе шахты ограничено и рядом с рассматриваемым отвесом каната (на расстоянии до 0,5 м) располагается отвес соседнего уравнивающего каната. Определяя значение $M_{кр}$, можно оценить границу, предельное значение крутящего момента, при превышении которого возможно перехлестывание отвесов канатов.

Список использованных источников

1. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты /М.Ф. Глушко. – К.: Техніка, 1966. – 327 с.
2. Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины /Г.Н. Савин, О.А. Горошко – К.: АН УССР, 1962. – 332 с.
Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Колосовим Д.Л.

УДК 621.867.2

Франчук В.П., докт. техн. наук, Зиборов К.А., канд. техн. наук, доц., Гаврилова М.А.
(Украина, г. Днепр, Государственное ВУЗ "Национальный горный университет")

**ВЫБОР ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТИ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА**

Анотація. З використанням теорії взаємодії тіл з рухливою точкою контакту визначена форма поверхні приводного барабана стрічкового конвеєра залежно від режиму роботи і навантаження на стрічку конвеєра. Наведено аналітичні залежності для визначення питомого навантаження по ширині стрічки при взаємодії її з приводним і натяжним барабаном, що має плоску, опуклу і увігнуту поверхню. Визначений момент сил відносно центральної осі стрічки, що забезпечує положення стрічки відносно центральної осі барабана. При цьому враховується режим взаємодії стрічки з поверхнею барабана: ковзання відбувається в докритичній області (в межах крипа), або в зоні інтенсивного прослизання; барабан ведучий, працюючий в режимі тяги, або натяжний (що відхиляє) барабан, працюючий в гальмівному режимі.

Ключові слова. Стрічковий конвеєр, стрічка конвеєра, барабан стрічкового конвеєра.

Аннотация. С использованием теории взаимодействия тел с подвижной точкой контакта определена форма поверхности приводного барабана ленточного конвейера в зависимости от режима работы и нагрузки на ленту конвейера. Приведены аналитические зависимости для определения удельной нагрузки по ширине ленты при взаимодействии ее с приводным и натяжным барабаном, имеющим плоскую, выпуклую и вогнутую поверхность. Определен момент сил относительно центральной оси ленты, обеспечивающий положение ленты относительно центральной оси барабана. При этом учитывается режим взаимодействия ленты с поверхностью барабана: скольжение происходит в докритической области (в пределах крипа), либо в зоне интенсивного проскальзывания; барабан ведущий, работающий в режиме тяги, либо натяжной (отклоняющий) барабан, работающий в тормозном режиме.

Ключевые слова. Ленточный конвейер, лента конвейера, барабан ленточного конвейера.

Annotation. Using the theory of interaction of bodies with a movable contact point defined by the shape of the surface of the drive drum of a belt conveyor depending on the operating mode and the load on the conveyor or belt. Analytical dependences to determine the specific load by the width of the tape at its interaction with the drive and tension drum, having a flat, convex and concave surface. Determined the moment of forces with respect to the Central axis of the tape, providing the position of the tape relative to the Central axis of the drum. This takes into account the interaction mode of the tape with the drum surface: a slip occurs in the subcritical region (in creep) or the area of intensive slippage; reel moderator operating in the mode of traction or tension (deflection) drum operating in braking mode.

Keywords: belt conveyor, conveyor belt, belt drum

Введение. Ленточные конвейеры – один из наиболее удобных и перспективных видов как внутри-карьерного, внутришахтного транспорта, так и транспорта на большие расстояния для доставки полезного ископаемого на обогатительные фабрики, к месту погрузки или переработки.

Преимуществами ленточных конвейеров являются: высокая производительность, большая длина как в одном ставе, так и всей конвейерной линии; относительная простота конструкции; значительно меньшие масса и удельная энергоемкость по сравнению со скребковыми конвейерами; высокая надежность, безопасность и возможность полной автоматизации работы

Недостатки: ограничение по крупности транспортируемой горной массы (до 500 мм), необходимость прямолинейной установки конвейера в плане, ограниченный угол наклона (с гладкой лентой при транспортировании вверх — до 18°, вниз — до 16°), высокая стоимость и относительно небольшой срок службы конвейерной ленты. Разрушение краев ленты и сползание ее с приводного барабана вызывает производственные потери (превышающие их стоимость в несколько раз, и может привести к человеческим жертвам). Поэтому эффективность конвейерного транспорта в существенной мере зависит от конструктивных свойств ленты и характера ее взаимодействия с приводным барабаном.

Установившееся мнение, о том, что форма барабана конвейера (шкива ременной передачи) должна быть выпуклой не всегда соответствует действительности, поскольку при ослаблении натяжения лента конвейера (плоский ремень) достаточно быстро соскальзывала с поверхности барабана (шкива). Поэтому в большинстве случаев поверхность барабана принимается цилиндрической, а для предотвращения сползания ленты с поверхности барабана применяют различного типа центрирующие устройства [1, 2]. Некоторыми исследователями ставился вопрос о том, что поверхность барабана для центрирования ленты должна быть вогнутой [3]. Однако однозначного ответа на существующую проблему неудовлетворительной устойчивости ленты относительно продольной оси конвейера в процессе работы получено не было.

Постановка задачи. Данное исследование проведено на основе современных представлений о взаимодействии тел с подвижной точкой контакта, с целью оценить вид и параметры поверхности в зависимости от условий взаимодействия барабана с лентой конвейера.

Материалы исследований. Передача тягового усилия от приводного барабана ленте конвейера происходит при обязательном проскальзывании ленты относительно его поверхности. При этом проскальзывание бывает двух видов: частичное – в пределах упругой деформации приповерхностных слоев контактирующих тел, т.е. в пределах так называемого явления крипа, и полное, – связанное с истиранием и износом поверхностей [4, 5].

Обычно при контакте двух поверхностей эта зависимость записывается в виде

$$\tau = p\mu_0\chi(\kappa, V), \quad (1)$$

где τ – сдвиговые нагрузки на поверхности контакта; p – нормальные нагрузки на поверхности контакта; μ_0 – коэффициент трения; $\chi(\kappa, V)$ – функция, учитывающая особенность взаимодействия тел с подвижной точкой контакта; κ, V – относительная скорость проскальзывания и абсолютная скорость движения точки контакта (ленты), $\kappa=v/V$, v – скорость проскальзывания ленты по барабану.

Функция $\chi(\kappa, V)$, используемая для описания особенности взаимодействия тел с подвижной точкой контакта, представляется в виде [6]

$$\chi(\kappa, V) = \frac{-\kappa}{\delta\kappa^2V + \beta\kappa + \lambda}. \quad (2)$$

Здесь δ, β, λ – экспериментально найденные коэффициенты.

На цилиндрическом барабане (рис. 1) тяговое усилие F_1-F_2 равномерно распределено по ширине ленты и будет одинаковым, независимо от положения ленты на барабане. Таким образом, нормальная нагрузка на единицу ширины ленты конвейера $q = \frac{F_1 + F_2}{B_l}$, а сдвиговая – $s = \frac{F_1 - F_2}{B_l}$.

Проскальзывание по всей ширине ленты относительно поверхности барабана также будет одинаковым

$$\kappa = \frac{V - R_6\omega}{V}, \quad (3)$$

где R_6 и ω – радиус барабана и угловая скорость его вращения; B_l – ширина ленты; F_1 и F_2 – усилия в сбегающей и набегающей ветвях конвейера.

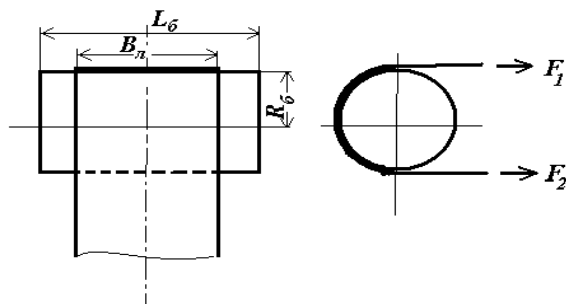


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия ленты конвейера с барабаном

Тогда усилие, передаваемое от барабана на ленту конвейера

$$s = q\mu_0\chi(\kappa, V_l), \quad (4)$$

где χ – функция, учитывающая особенности взаимодействия тел с подвижной точкой контакта. Представлена на рис. 2.

При отсутствии нагрузок на ленту конвейера ($s=0$) скольжение ленты по барабану $v=0$ ($\kappa=0$). При нарастании нагрузок скольжение увеличивается, но находится в пределах упругих деформаций контактирующих поверхностей. При взаимном проскальзывании барабана и ленты конвейера в пределах до т. А (рис. 2), контактирующие поверхности находятся в рабочем состоянии, износ практически отсутствует. Тяговое усилие барабана растет, достигая своего максимума в т. А. При дальнейшем увеличении проскальзывания происходит так называемый срыв сцепления, сопровождающийся снижением тяговой способности барабана и повышенным износом контактирующих поверхностей.

При цилиндрическом барабане проскальзывание любого участка по ширине ленты, а, следовательно, и сила натяжения ленты остается постоянной, независимо от положения ее на барабане.



Рис. 2. Кривая, учитывающая особенности взаимодействие тел с подвижной точкой контакта

Иное дело, если барабан по ширине будет иметь выпуклую или вогнутую поверхность. Согласно выражению (3), при постоянной средней скорости движения ленты и скорости вращения барабана относительная скорость движения будет изменяться в зависимости от положения участка ленты на барабане.

Движение ленты на барабане, имеющем по длине выпуклую поверхность.

На рис. 3 изображена схема барабана с лентой, расположенной симметрично относительно продольной оси конвейера.

По ширине лента конвейера будет иметь различную скорость проскальзывания по поверхности барабана, и, следовательно, различный характер силового взаимодействия. При радиусе барабана в средней части R_b , скорости вращения барабана ω и движения ленты V_l конвейера максимальная относительная скорость проскальзывания будет по оси ленты (барабана) $\kappa_{\max} = \frac{V_l - R_b\omega}{V_l}$, а минимальная –

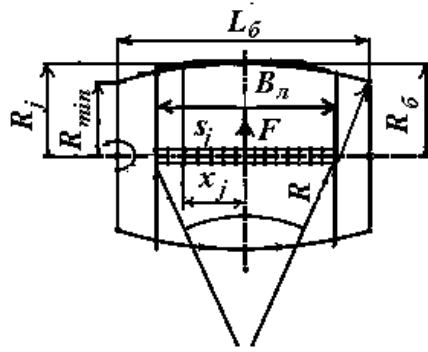


Рис. 3. Расчетная схема барабана с выпуклой поверхностью и лентой, расположенной симметрично относительно продольной оси конвейера

по краям ленты $\kappa_{\min} = \frac{V_{\text{л}} - R_{\min}\omega}{V_{\text{л}}}$, где минимальный радиус барабана по краю ленты при центральном ее расположении упрощенно можно определить, как $R_{\min} = \sqrt{R^2 - 0,25L_{\delta}^2} - R + R_{\delta}$.

Здесь R – радиус продольного скругления поверхности барабана. Текущий радиус барабана, находящийся на расстоянии x_j от его центральной оси,

$$R_{\text{л}} = \sqrt{R^2 - x_j^2} - R + R_{\delta} \quad (5)$$

При $-0,5B_{\text{л}} \leq x_j \leq 0,5B_{\text{л}}$ и оси ленты, совпадающей с продольной осью барабана, нагрузка по ширине ленты также будет симметричной, так как $s = q\mu_0\chi(\kappa, V_{\text{л}})$. Тогда

$$\kappa = \frac{V_{\text{л}} - R_{\text{л}}\omega}{V_{\text{л}}} \quad (6)$$

и $R_{\text{л}}$ симметрично в связи с симметричностью значения x_j .

Поскольку $q = \text{const}$, $\mu_0 = \text{const}$, то силовое воздействие на ленту будем рассматривать, как безразмерный параметр $\frac{s}{q\mu_0} = \chi(\kappa, V_{\text{л}})$.

Тогда условная удельная нагрузка на единицу ширины ленты

$$S_y = \frac{s}{q\mu_0} = \chi(\kappa, V_{\text{л}}), \quad (7)$$

а полная

$$F_y = \int_{-B/2}^{B/2} S_y dx. \quad (8)$$

Подставив в (8) значение (7), а также с учетом (6), (5) и (2) после интегрирования и подстановки пределов, получим значение условной нагрузки и момента условной нагрузки на ленту

$$M_y = \int_{-B/2}^{B/2} S_y x dx. \quad (9)$$

Эквивалентное плечо нагрузки относительно оси ленты определим, как

$$h = \frac{M_y}{F_y} . \quad (10)$$

Если лента расположена по центру барабана, то условная удельная нагрузка симметрична относительно центральной оси ленты, а, следовательно, момент, стремящийся сдвинуть ленту, также равен нулю, независимо от того, в каком режиме работает система «лента-барабан» – до (рис. 2), либо после (кривая 1 рис. 4) точки *A*.

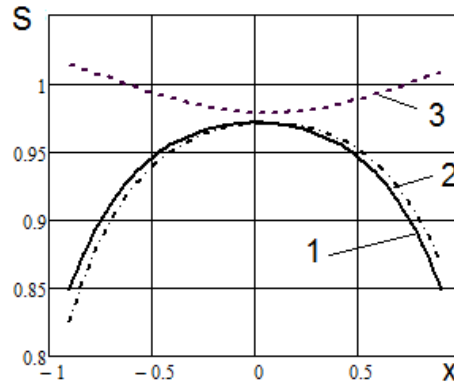


Рис. 4. Кривые распределения условной удельной нагрузки по ширине ленты при выпуклой поверхности барабана

Совсем другая картина наблюдается при смещении центральной оси ленты от продольной оси конвейера. В данном случае (влево, см. рис. 4), имеют место симметричные значения величины *S* как в случае взаимодействия системы «лента-барабан» в докритической (кривая 2), либо в закритической (кривая 3) зонах, т.е. при относительной скорости *κ*, превышающей значение скорости, соответствующей т. *A*.

Смещение ленты по поверхности барабана (рис. 5) приводит, как указывалось ранее, к асимметрии положения ее оси относительно продольной оси конвейера, радиуса ее контакта с барабаном, относительной скорости проскальзывания, удельной нагрузки на единицу ширины ленты.

Радиус барабана в зоне контакта с лентой в этом случае

$$R_n = \sqrt{R^2 - (X_n + x)^2} - R + R_0 . \quad (11)$$

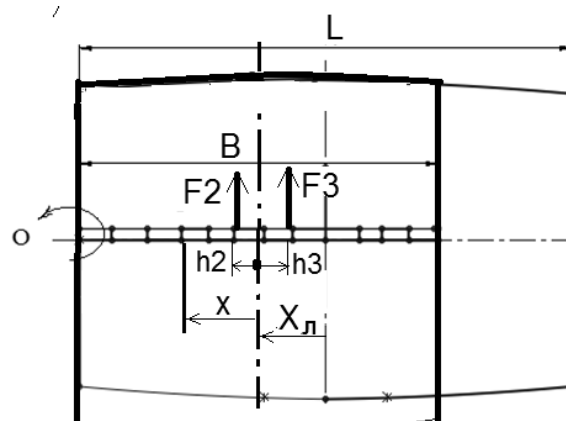


Рис. 5. Расчетная схема барабана с выпуклой поверхностью при смещении ленты

Изменение радиуса барабана в зоне контакта с лентой приводит к изменению момента $M_y = F_y h$, обеспечивающего восстановление ленты по оси конвейера; либо сползание ленты с барабана, если реализуется режим работы пары «лента-барабан» в закритической области. На рис. 6 представлен график зависимости восстанавливающего момента (кривая 1), соответствующего работе системы до т. *A*, и обеспечивающего сползание ленты (кривая 2) при работе системы в зоне интенсивного проскальзывания (за т. *A*).

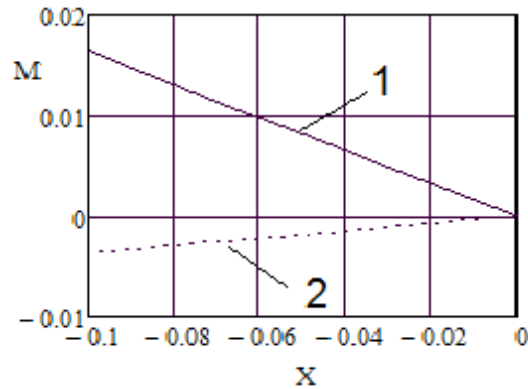


Рис. 6. Зависимость моментов сил, действующих на ленту при выпуклой поверхности барабана

Как видно из рисунка, при работе системы «лента-барабан» в докритической зоне (кривая 1), момент относительно центральной оси ленты направлен в положительную сторону, т.е. стремится сдвинуть ленту к центру барабана. Причем, чем больше смещена лента, тем больший восстанавливающий момент будет действовать на нее. Если лента взаимодействует с барабаном в режиме интенсивного проскальзывания (кривая 2), то даже незначительное смещение оси ленты от оси барабана приведет к тому, что она будет сползать за его пределы.

Движение ленты на барабане, имеющем по длине вогнутую поверхность.

В последнее время, игнорируя многолетнюю практику применения плоскоремненной передачи, заговорили о преимуществах барабанов с вогнутой поверхностью (рис. 7).

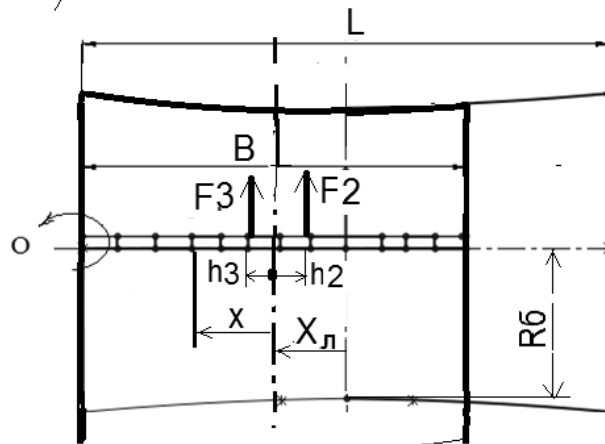


Рис. 7. Расчетная схема барабана с вогнутой поверхностью при смещении ленты

Рассмотрим поведение ленты, центральная ось которой смещена от продольной оси конвейера, при различных режимах взаимодействия системы «лента-барабан»: докритического (в интервале скоростей проскальзывания до т. А) и закритического (в интервале скоростей больше скорости крипа).

Как следует из рис. 7, радиус взаимодействия барабана с лентой

$$R_{л} = \sqrt{R^2 + (X_{л} + x)^2} - R + R_6 . \quad (12)$$

Величину относительной скорости проскальзывания k и величину Sy будем определять по выражениям (6) и (7). Полученные зависимости (рис. 8) указывают на то, что картина нагрузок на ленту несколько изменилась. Как и ранее, для ленты, расположенной по центру барабана, нагрузка симметрична относительно продольной оси ленты (кривая 1). При смещении ленты вправо, нагрузки с правого края ленты несколько увеличиваются (кривая 2), а справа – уменьшаются при взаимодействии барабана и ленты с относительной скоростью в пределах крипа. При интенсивном скольжении (кривая 3) смещение ленты вправо приводит к снижению нагрузок в правой части ленты и увеличению в левой.

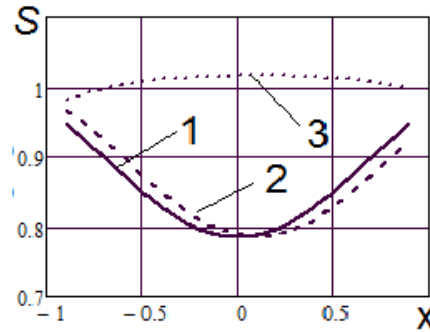


Рис. 8. Кривые распределения условной удельной нагрузки по ширине ленты при вогнутой поверхности барабана

Такое распределение нагрузки по ширине ленты приводит к тому (как видно из графиков, рис. 9), что при работе системы в докритической зоне (кривая 1), момент сил, действующих на ленту, отрицательный. Из этого следует, что при нормальной работе конвейера будет наблюдаться сползание ленты с барабана, и наоборот, в режиме с интенсивным проскальзыванием (кривая 2), лента будет находиться в устойчивом положении на барабане. Однако этот режим неприемлем для работы конвейера, поскольку он приводит к нагреву и интенсивному износу барабана и ленты.

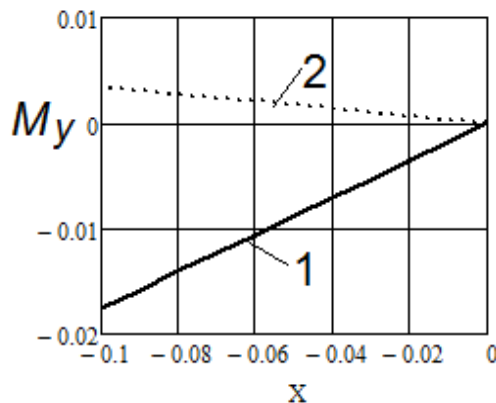


Рис. 9. Зависимость моментов сил, действующих на ленту при вогнутой поверхности барабана

Поведение ленты на неприводном барабане.

Движение передается от ленты к барабану. На характеристике взаимодействия ленты с барабаном (рис. 2) это соответствует области значений относительной скорости от нуля до $t \cdot V$. Как и ранее, на цилиндрическом барабане смещение ленты относительно продольной оси не влияет на характер их взаимодействия.

Рассмотрим взаимодействие ленты конвейера с барабаном, имеющим выпуклую и вогнутую поверхность. Отличительной особенностью неприводного барабана является то, что скорость его поверхности меньше скорости движения ленты. Разница скоростей зависит от сопротивлений движению барабана.

При известных относительной скорости проскальзывания ленты, радиусе барабана и скорости ленты, угловая скорость вращения барабана $\omega_{\delta} = \frac{(1 - \kappa)V_{л}}{R_{\delta}}$.

В натяжном (отклоняющем) барабане скорость движения ленты больше скорости движения точки контакта поверхности барабана, т.е. барабан работает в тормозном режиме. Учитывая, что на устойчивость ленты влияют параметры нагружения набегающей ветви, условную удельную нагрузку на ветвь конвейера (только следствие сопротивления движению барабана) определим

$$S_y = -\chi(\kappa, V_{л}) = \frac{\kappa}{\delta\kappa^2 V + \beta\kappa + \lambda}.$$

Радиус выпуклого барабана на участке контакта с лентой определяется выражением (11), а с вогнутой рабочей поверхностью – выражением (12). Относительная скорость проскальзывания ленты по

барабану определится из выражения (6). Удельная нагрузка на единицу ширины ленты (рис. 10) при расположении ленты по центру барабана (кривая 1) является симметричной как для барабана с выпуклой (рис. 10, а), так и для вогнутой (рис. 10, б) поверхностью. При смещении ленты вправо (в данном случае на 10 мм) кривая нагрузок для ленты на выпуклом барабане слева увеличивается, а справа – уменьшается. Для вогнутого барабана имеем обратную картину – с левого края ленты нагрузки уменьшаются, а с правого соответственно увеличиваются. Из-за нарушения симметричности возникает момент, стремящийся развернуть ленту (рис. 11).

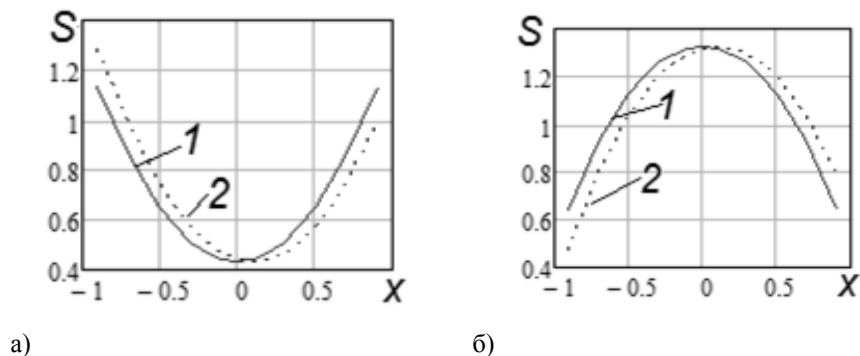


Рис. 10 Кривые распределения условной удельной нагрузки по ширине ленты на неприводном барабане

Как следует из рисунка, при выпуклом барабане (рис. 11, а) даже небольшое смещение ленты от центра барабана приводит к появлению отрицательного момента, стремящегося вытолкнуть ленту за его пределы. Для вогнутого барабана (рис. 11, б) смещение ленты приводит к появлению положительного момента, стремящегося вернуть ленту к положению, когда ее центральная ось совпадает с центральной осью барабана.

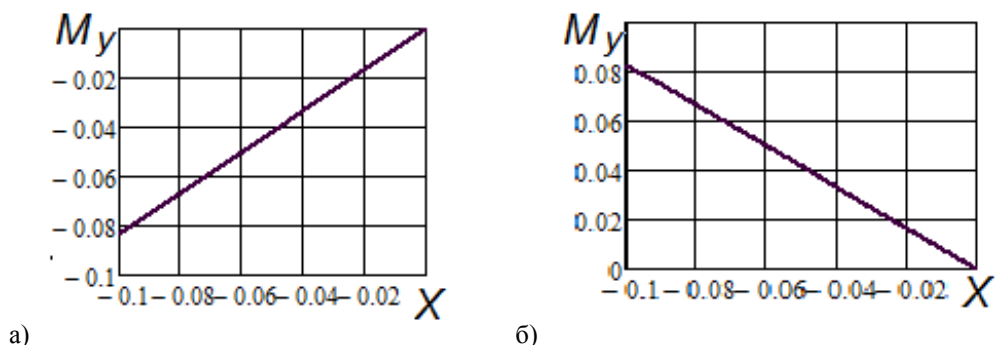


Рис. 11 Зависимость моментов сил, действующих на ленту неприводного барабана

Выводы

1. Из трех форм барабанов ленточных конвейеров – цилиндрических, с выпуклой и вогнутой наружной поверхностью, на барабане с цилиндрической поверхностью смещение ленты от центральной оси барабана не влияет на распределение нагрузки по ширине ленты и ее устойчивое положения на барабане.
2. На приводном барабане с выпуклой рабочей поверхностью при взаимодействии с лентой в пределах зоны крипа смещение ленты от центральной оси барабана вызывает появление момента сил, стремящихся вернуть ее к центру.
3. При взаимодействии ленты с выпуклым приводным барабаном в зоне с интенсивным проскальзыванием (за пределами зоны крипа) на ленту действует момент, стремящийся сместить ее за пределы барабана. Этот режим не является рабочим, связан с интенсивным скольжением, перегревом и выходом лены из строя.
4. Применение барабана с вогнутой рабочей поверхностью в качестве приводного нецелесообразно, поскольку в нормальном рабочем режиме (в пределах зоны крипа) лента ведет себя неустойчиво. При интенсивном проскальзывании ленты по барабану, лента ведет себя устойчиво, но этот режим нельзя принимать как рабочий.
5. Использование барабана с вогнутой рабочей поверхностью позволяет несколько повысить устойчивость ленты против сползания, в то время как при выпуклой поверхности барабана любое смещение от центральной оси барабана приводит к неустойчивому состоянию ленты.

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1985. – 520 с.
2. Шахмейстер Л.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
3. Суглобов В. В. Обоснование конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров, обеспечивающих центральное движение ленты / В. В. Суглобов, В. Ф. Семенюк, П. А. Гринько // Подъемно-транспортная техника. – 2015. – №3 (47). – С. 36–45.
4. Франчук В.П. Определение тягового усилия барабана с учетом упругих характеристик ленты / В.П. Франчук, А.В. Франчук // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1997. – № 2 (спец. выпуск). – С. 5–8.
5. Franchuk V.P. The Effect of Design Peculiarities of the Elastic Liner of a Hoisting Machine on the Durability of Rope and Liner / V.P. Franchuk, V.V. Franchuk // Proceedings of the Seventeenth International Mining Congress and Exhibition of Turkey IMCET 2001 / Ankara / Turkey / 19 – 22 June 2001 The chamber of mining engineers of Turkey P. 855–858.
6. Новиков Е.Е. Теоретические предпосылки процесса передачи движения трением / Е.Е. Новиков, Л.А. Франчук и др. // Вопросы динамики и прочности горнотранспортных машин. – Киев: Наук. думка, – 1978. – С. 108–122.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Самусею В.І.

УДК 622.525.28 (043.5)

І.Ю. Клименко

(Україна, Дніпро, Державний ВНЗ «Національний гірничий університет»),

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ У ВИПАДКУ ДИФЕРЕНЦІАЛА НА ВИХОДІ ПРИ ГАЛЬМУВАННІ ШАХТНОГО ДИЗЕЛЕВОЗА

Анотація. Робота присвячена проблемі комплексного дослідження процесу гальмування шахтних дизелевозів з гідроб'ємно-механічною трансмісією, що працює за схемою «диференціал на виході». Складено математичну модель процесу гальмування шахтного дизелевоза з гідроб'ємно-механічною трансмісією, яка відрізняється від існуючих урахуванням законів зміни параметрів регулювання гідроб'ємної передачі та способів реалізації гальмування. Дана математична модель дозволяє дослідити зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів гідроб'ємно-механічної трансмісії в різних умовах експлуатації дизелевозів. Значення основних параметрів руху, а саме швидкості руху дизелевоза, прискорення дизелевоза, коефіцієнту зчеплення, відносного ковзання, сили інерції, кутових швидкостей коліс, кутових уповільнень коліс, моментів на колесах, були визначені в результаті математичного моделювання гальмування.

Ключові слова: шахтний дизелевоз, гідроб'ємно-механічна трансмісія, конструктивні параметри трансмісії, диференціал, процес гальмування, математична модель.

Аннотация. Работа посвящена проблеме комплексного исследования процесса торможения шахтных дизелевозов с гидробъемно-механической трансмиссией, работающей по схеме «дифференциал на выходе». Составлена математическая модель процесса торможения шахтного дизелевоза с гидробъемно-механической трансмиссией, которая отличается от существующих учетом законов изменения параметров регулирования гидробъемной передачи и способов реализации торможения. Данная математическая модель позволяет исследовать изменение кинематических, силовых и энергетических параметров гидробъемно-механической трансмиссии в различных условиях эксплуатации дизелевозов. Значения основных параметров движения, а именно скорости движения дизелевоза, ускорения дизелевоза, коэффициента сцепления, относительного скольжения, силы инерции, угловых скоростей колес, угловых замедлений колес, моментов на колесах, были определены в результате математического моделирования торможения.

Ключевые слова: шахтний дизелевоз, гидробъемно-механическая трансмиссия, конструктивные параметры трансмиссии, дифференциал, процесс торможения, математическая модель.

Abstract. The paper is devoted to the problem of complex research the braking process of a mine diesel locomotive with hydrostatic mechanical transmission operating according to “output differential” scheme. The mathematical model the braking process of a mine diesel locomotive with hydrostatic mechanical transmission, which differs from the existing by the taking into account the laws of changes the regulation parameters of hydrostatic drive and ways to implement the braking, was made. This model allows to explore the changes in in power, kinematic and energy parameters of the hydrostatic mechanical transmission in various operating

conditions the diesel locomotives. The values of the basic diesel locomotive parameters, namely the locomotive speed, the locomotive acceleration, the coefficients of friction, of relative sliding, the force of inertia, the angular velocities of wheels, the angular decelerations of wheels, the moments on wheels, were obtained as a result of mathematical modeling the braking process.

Keywords: mine diesel locomotive, hydrostatic mechanical transmission, transmission constructive parameters, differential, braking process, mathematical model.

Вступ. Ефективність роботи рейкового транспорту шахт багато в чому визначається технічною досконалістю засобів тяги. Підвищення ефективності роботи займає важливе місце в комплексній механізації й автоматизації виробничих процесів у гірничій промисловості. У кожному транспортному засобі (ТЗ) для трансформації обертального моменту і кутової частоти обертання двигуна застосовують трансмісію. Трансмісія – складна багаторежимна система, яка вимагає визначення необхідних конструктивних параметрів, які забезпечують високий коефіцієнт корисної дії (ККД) і відповідність її технічних характеристик функціональному призначенню ТЗ. Виходячи з того, що ефективна передача енергії, яка реалізується в тягове зусилля, забезпечується саме системою трансмісії, то робота присвячена дослідженню параметрів трансмісії шахтного дизельовоза.

Стан питання. Застосування гідрооб’ємно-механічних трансмісій (ГОМТ) в автомобіле- і тракторобудуванні, збільшення максимальних швидкостей руху ТЗ з ГОМТ привело до необхідності поглибленого вивчення впливу процесу розгону, руху, гальмування на кінематичні, силові та енергетичні параметри ГОМТ, а також до дослідження впливу типу кінематичної схеми та параметрів трансмісії на забезпечення раціональних енергетичних показників двигуна та тягових характеристик машини в робочому діапазоні експлуатаційних швидкостей. Незважаючи на широку розповсюдженість ГОМТ, лише з 2014 року почали з’являтися наукові праці, де наведено результати експериментальних досліджень ГОМТ різного схемного виконання як в лабораторних умовах, так і в складі самохідних машин при різноманітних навантаженнях, при роботі як у гальмівному режимі, так і при розгоні [1-3].

Достовірність розподілу кінематичних, силових та енергетичних показників системи ГОМТ з різними структурними схемами, отриманих в результаті моделювання процесу гальмування, суттєво залежить від вибраних вихідних даних. Вихідними величинами кутової швидкості обертання ланок елементів трансмісії та перепаду робочого тиску в гідрооб’ємній передачі (ГОП) є ті значення, які мали елементи ГОМТ в момент переходу шахтних дизельовозів з режиму розгону або рівномірного руху в режим гальмування. Саме розрахунок цих вихідних величин і присвячені роботи [1].

Мета роботи – розроблення математичної моделі процесу гальмування шахтного дизельовоза, обладнаного системою ГОМТ, за схемою «диференціал на виході», що дозволить визначити зміну кінематичних, силових та енергетичних параметрів ГОМТ в різних умовах експлуатації дизельовозів.

Матеріали досліджень. Перспективними з точки зору простоти конструкції та величини коефіцієнта корисної дії є система ГОМТ № 1 з диференціалом на вході та ГОМТ № 2 з диференціалом на виході [1]. Запропоновані системи трансмісії призначені для шахтних дизельовозів масою 10 т з радіусом коліс 0,3 м, максимальною швидкістю руху на тяговому та транспортному діапазонах відповідно 10 та 20 км/год.

У зв’язку з тим, що в роботі розглядається декілька способів реалізації процесу гальмування шахтних дизельовозів, у тому числі і ті, що характеризуються збереженням кінематичного зв’язку коліс з двигуном, в загальну математичну модель процесу гальмування необхідно додати модель двигуна внутрішнього згорання та описання рівняння руху колінчастого вала:

$$J \cdot \dot{\omega}_0 = \left(M_{norm} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_{\omega}}{k_x - 1} \right) \cdot M_{nom} - M_{0a}, \quad (1)$$

де J – зведений до колінчастого вала момент інерції; $\dot{\omega}_0$ – кутове уповільнення колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання; M_{norm} – нормований крутний момент двигуна; ε_r – коефіцієнт, що характеризує положення органа керування подачею палива; ε_{ω} – коефіцієнт завантаження двигуна за кутовою частотою обертання; k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики; M_{nom} – номінальний крутний момент двигуна; M_{nm} – моменти на ланках системи ГОМТ; n – індекси, що відповідають номеру ланки; m – індекси-букви, що відповідають моментам на кінцях ланок (латинська буква за алфавітом).

Принцип роботи системи ГОМТ у гальмівному режимі в складі шахтного дизельовоза базується на використанні моделей, розглянутих у науковій праці [3]. Фізична модель ГОМТ №2 наведена на рисунку 1, а математична модель описана системою рівнянь.

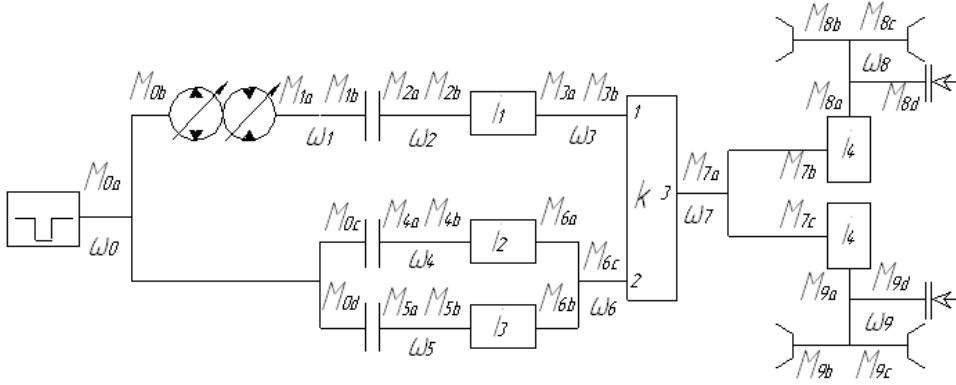


Рис. 1. Фізична модель системи ГОМТ №2

Динамічна система рівнянь, що відображує зміну силових, кінематичних та енергетичних параметрів така:

$$\begin{aligned}
 & \dot{\omega}_0 = \dot{\omega}_d; \\
 & e_1(t) \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_0 + q_1 \cdot \omega_0 \cdot \dot{e}_1(t) - e_2(t) \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_1 - q_2 \cdot \omega_1 \cdot \dot{e}_2(t) = \\
 & \left(\frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot (|\omega_0| + |\omega_1|) \right) \cdot \Delta P + \frac{V_{0*}}{2 \cdot \pi \cdot E(g^*)} \cdot \left(\frac{d}{dt} |\omega_0| + \frac{d}{dt} |\omega_1| \right) \cdot \Delta P + \\
 & + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_0|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_1|) \right) \cdot \Delta P + \\
 & + \gamma \cdot \left(\frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_0| + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{d}{dt} |\omega_1| \right) \cdot \Delta P; \\
 & \dot{\omega}_1 - \dot{\omega}_2 = 0, \quad \Psi = 1; \quad \dot{\omega}_2 \cdot i_1 - \dot{\omega}_3 = 0; \\
 & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_4 = 0, \quad Y = 1; \quad \dot{\omega}_4 \cdot i_2 - \dot{\omega}_6 = 0; \\
 & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_5 = 0, \quad Y = 0; \quad \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; \\
 & \dot{\omega}_3 - k \cdot \dot{\omega}_6 + (k-1) \cdot \dot{\omega}_7 = 0; \quad \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \quad \dot{\omega}_7 \cdot i_4 - \dot{\omega}_9 = 0; \\
 & M_{0b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_0); \\
 & \Delta M_1 = q_1 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_0| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_1^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_0| \cdot D_{q1})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_1|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_0| \cdot D_{q1})} \right]; \\
 & D_{q1} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_1}; \quad M_{1a} + e_2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_1); \\
 & \Delta M_2 = q_2 \cdot \left[\bar{K}_1 \cdot |\omega_1| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_2^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_1| \cdot D_{q2})} \cdot \Delta P + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_2|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_1| \cdot D_{q2})} \right]; \\
 & D_{q2} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_2}; \quad M_{1b} + M_{2a} = 0, \quad \Psi = 1; \quad M_{1b} = M_{2a} = 0, \quad \Psi = 0; \\
 & M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; \\
 & M_{0c} + M_{4a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{0d} = M_{5a} = 0, \quad Y = 1; \quad M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{6a} = 0; \\
 & M_{0d} + M_{5a} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{0c} = M_{4a} = 0, \quad Y = 0; \quad M_{5b} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5b})} + i_3 \cdot M_{6b} = 0; \\
 & M_{3b} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} + M_{7a} = 0; \\
 & M_{3b} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{3b})} + M_{6c} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} = 0; \\
 & M_{7b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{7b})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \quad M_{7c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{7c})} + i_4 \cdot M_{9a} = 0; \\
 & M_{8b} = M_{8c} = M_{V1}; \quad M_{8b} = M_{9c} = M_{V2}; \quad M_{0a} + M_{0b} + M_{0c} + M_{0d} = 0; \\
 & M_{1a} + M_{1b} = 0; \quad M_{2a} + M_{2b} = 0; \\
 & M_{3a} + M_{3b} = 0; \quad M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
 & M_{5a} + M_{5b} = 0; \quad M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; \\
 & M_{7a} + M_{7b} + M_{7c} = 0; \quad M_{8a} + M_{8b} + M_{8c} + M_{8d} \cdot \Omega = 0; \\
 & M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} + M_{9d} \cdot \Omega = 0,
 \end{aligned} \tag{2}$$

де ω_i – кутова швидкість i -ої ланки; $\dot{\omega}_i$ – кутове уповільнення i -ої ланки; i_j – передавальне відношення j -го редуктора; k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду; Ψ – коефіцієнт, що характеризує вид зв'язку двигуна та коліс при гальмуванні шахтного дизелевозу ($\Psi = 1$ – без кінематичного від'єднання; $\Psi = 0$ – з кінематичним від'єднанням); $e_1(t), e_2(t)$ – закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП; V_{0*} – об'єм рідини, що стискається; $E(g^*)$ – модуль пружності робочої рідини, що залежить від відсотка g^* газомісту; ΔP – перепад робочого тиску в ГОП; K_{iy}, C_{iy} – коефіцієнти втрат для гідронасоса ($i = 1$) і для гідромотора ($i = 2$); μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; Y – коефіцієнт, що характеризує діапазон руху ($Y = 1$ – тяговий, $Y = 0$ – транспортний); η_j – ККД j -го редуктора; η_{13}, η_{23} – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт і епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів; Θ – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях); N_{mm} – потужність, що передається ланками ГОМТ; e_1, e_2 – параметри регулювання гідромашин ГОП; q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин; $\Delta M_1, \Delta M_2$ – втрати моменту в гідромашинах; $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$ – коефіцієнти гідромеханічних втрат; D_{qi} – характерний розмір i -ої гідромашини; M_{Vaxis} – моменти на колесах вісі, складовою яких є гальмівні моменти; $axis$ – індекс, що характеризує номер вісі ($axis = 1$ – передня вісь, $axis = 2$ – задня вісь); Ω – коефіцієнт, що характеризує стан гальмівних механізмів ($\Omega = 1$ – гальмівні механізми увімкнені; $\Omega = 0$ – гальмівні механізми вимкнені).

У процесі гальмування кутова частота обертання коліс знаходиться так:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_8 &= M_{x1} - M_{f1} - (M_{8b} + M_{8c}) = M_{x1} - M_{f1} - 2 \cdot M_{V1}; \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_9 &= M_{x2} - M_{f2} - (M_{9b} + M_{9c}) = M_{x2} - M_{f2} - 2 \cdot M_{V2}, \end{aligned} \quad (3)$$

де J_{axis} – моменти інерції, пов'язані з осями мас, що обертаються; ω_{axis*} – кутова частота обертання осі коліс (ГОМТ №2: $\omega_{1*} = \dot{\omega}_8$, $\omega_{2*} = \dot{\omega}_9$); M_{xaxis} – момент, що створюється реакцією в подовжній площині осі коліс; M_{faxis} – момент опору коченню осі коліс.

Момент, що створюється реакцією в подовжній площині осі коліс

$$M_{xaxis} = R_{zaxis} \cdot \varphi_{axis} \cdot r, \quad (4)$$

де R_{zaxis} – сумарна нормальна реакція в контакті коліс шахтного дизелевоза з рейкою; φ_{axis} – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою; r – радіус коліс.

Зчіпні властивості колеса в подовжньому напрямку оцінюють за допомогою коефіцієнта зчеплення

$$\varphi_{axis} = f(S_{axis}), \quad (5)$$

де S_{axis} – відносне ковзання коліс.

У зв'язку з тим, що в роботі розглядається плоска модель, вводимо припущення, що коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою правого борту шахтного дизелевоза протягом усього процесу гальмування такий самий за величиною, як і коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою лівого борту.

Відносне ковзання коліс визначається за такою формулою:

$$S_{axis} = \frac{V - \omega_{axis*} \cdot r}{V}, \quad (6)$$

де V – швидкість руху дизелевоза.

Кутова частота обертання колеса в процесі гальмування змінюється і розраховується як

$$\omega_{axis*} = \omega_{axis*0} - \omega_{axis*} \cdot \int_0^t \dot{\omega}_{axis*} dt, \quad (7)$$

де ω_{axis*0} – початкове значення кутової частоти обертання колеса; t – час гальмування.

Сумарна нормальна реакція R_{zaxis} з урахуванням перерозподілу мас при гальмуванні шахтного дизелевоза визначається за такими формулами:

- на передню вісь

$$R_{z1} = \frac{G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{sts} \cdot h_{sts} - G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}; \quad (8)$$

- на задню вісь

$$R_{z2} = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{sts} \cdot h_{sts} + G \cdot f \cdot r \cdot \cos \alpha}{a + b}, \quad (9)$$

де G – вага шахтного дизелевозу; a, b, h – координати центра мас шахтного дизелевоза; α – кут підйому або спуску («+» – для спуску, «-» – для підйому); F_b – сила опору повітрю; h_b – відстань від опорної поверхні до сили опору повітрю; F_j – сила інерції; F_{sts} – сила тяги на гаку; h_{sts} – відстань від рейки до сили тяги на гаку; f – коефіцієнт опору руху.

Сила інерції шахтного дизелевоза при гальмуванні

$$F_j = -\frac{G \cdot \ddot{X}}{g}, \quad (10)$$

де \ddot{X} – прискорення шахтного дизелевоза щодо координатної осі X ; g – прискорення вільного падіння.

Прискорення дизелевоза:

$$\ddot{X} = f(F_\tau), \quad (11)$$

де F_τ – сили, що діють на дизелевоз в процесі гальмування.

Швидкість руху шахтного дизелевоза:

$$V = V_o - \int_0^t \ddot{X} dt, \quad (12)$$

де V_o – початкова швидкість руху шахтного дизелевоза.

Штовхаюча сила з боку вагонеток на дизелевоз

$$F_{sts}^* = F_{sts} = -(F_{jvag} + G_{vag} \cdot \sin \alpha - G_{vag} \cdot f \cdot \cos \alpha) \cdot n, \quad (13)$$

де F_{jvag} – сила інерції вагонетки; G_{vag} – вага вагонетки; n – кількість вагонеток.

Сила інерції вагонетки шахтного дизелевоза при гальмуванні

$$F_{jvag} = -\frac{G_{vag} \cdot \ddot{X}}{g}. \quad (14)$$

Висновок. Для комплексного дослідження процесу гальмування шахтних дизелевозів із системою ГОМТ та силою тяги на гаку використано плоску математичну модель, яка дозволяє одержати точне описання динаміки гальмування шахтних дизелевозів за умови дії порівняно малих бічних сил. При цьому є можливість розкрити фізичну сутність процесів, встановити вплив різноманітних чинників на динаміку гальмування. Під час математичного моделювання процесу гальмування для визначення досліджуваних параметрів були використані такі формули: швидкості руху дизелевоза – (12); прискорення дизелевоза – (11); коефіцієнта зчеплення – (5), відносного ковзання коліс – (6); сумарної нормальної реакції – (8), (9), сили інерції шахтного дизелевоза – (10), штовхаючої сили з боку вагонеток на дизелевоз – (13), сили інерції вагонетки – (14). Наступний ланцюжок взаємодій пов'язаний лише з елементами трансмісії.

Головна мета – знаходження кутових частот обертання коліс, які ще досі не відомі: кутової частоти обертання коліс – (7); кутового уповільнення коліс – (1) та (2); моментів на колесах M_{8b} , M_{8c} , M_{9b} , M_{9c} – (3); моменту, що створюється реакцією в подовжній площині осі коліс – (4).

Список літератури

1. Таран І.О. Комплексне дослідження зміни кінематичних та силових параметрів трансмісії шахтного дизельовоза [Текст] / І.О. Таран, І.Ю. Клименко // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: наук. журн. – Луцьк: Луцький НТУ. – 2016. – №3(7). – С. 136 – 143.
2. Бондаренко А.І. Динаміка процесу гальмування колісних тракторів з безступінчастими гідроб'ємно-механічними трансмісіями: монографія / А.І. Бондаренко. – Х: Федорко, 2015. – 220 с.
3. Самородов В.Б. Основы теории автоматизированной генерации математических моделей трансмиссий [Текст] / В.Б. Самородов // Механика и машиностроение. – 1998. – №1. – С. 109 – 115.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Тараном І.О.

УДК 622.673.6:539.4

Д.Л. Колосов, д-р техн. наук

(Україна, Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

О.І. Білоус, канд. техн. наук

(Україна, Кам'янське, Дніпровський державний технічний університет)

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА ТРУБЧАСТОЇ ФОРМИ З УШКОДЖЕННЯМ ТРОСОМ ЗАМКА

Анотація. Встановлені аналітичні залежності з визначення максимальних значень внутрішніх сил розтягування тросів та розподілених дотичних зусиль в прошарках гуми поміж тросами, зумовлених поривами довільного троса, включно і троса замка гумотросового каната трубчастої форми. Отримані результати дозволяють враховувати можливі пориви тросів при проектуванні каната трубчастої форми та його замка для умов використання у системах глибоководного підйому корисних копалин.

Ключові слова: глибоководний підйом, гумотросовий канат, трубчаста форма, замок каната, порив троса, математична модель, напружено-деформований стан.

Аннотация. Установлены аналитические зависимости для определения максимальных значений внутренних сил растяжения тросов и распределенных касательных усилий в слоях резины между тросами при порыве произвольного троса, включительно и троса замка резинотросового каната трубчатой формы. Полученные результаты позволяют учитывать возможные порывы тросов при проектировании каната трубчатой формы и его замка для условий использования в системах глубоководного подъема полезных ископаемых.

Ключевые слова: глубоководный подъем, резинотросовый канат, трубчатая форма, замок каната, порыв троса, математическая модель, напряженно-деформированное состояние.

Annotation. For a rubber-covered wire cable of tubular shape obtained analytical dependences for determining the maximum values of the internal tensile forces in ropes and the distributed tangential forces in the layers of rubber induced by breaking of any rope, inclusive in a rope of the lock. The results allow taking into account the possible breaks of ropes during the design of the tubular cable and its lock for the conditions of use in systems of deep-sea mineral resource lifting.

Keywords: deep-water lifting, rubber-covered wire rope, tubular form, rope lock, rope damage, mathematical model, stress-strain state.

Вступ. Плоскі гумотросові канати широко використовуються в шахтному підйомі та мають низку переваг при видобутку корисних копалин підводним способом. В окремих випадках плоским канатам доцільно надавати трубчасту форму для використання утвореної порожнини для технологічних потреб або для розміщення в ній засобів комунікації. Застосування таких систем обмежено відсутністю досліджень напружено-деформованого стану та методики розрахунку плоского каната трубчастої форми.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Плоскі гумотросові стрічки та канати мають малу жорсткість на згин в площині, нормальній до тросів. Вказану властивість використовують при про-

ектуванні гнучких тягово-несучих органів для підйомно-транспортних машин. На стрічкових крутопохилих конвеєрах стрічки надають просторову форму, зокрема трубчасту [1], використовують на конвеєрах з притисковою стрічкою [2]. Надавши канату трубчасту форму, його можна використовувати для захисту водного середовища від неконтрольованого витоку нафти зі зруйнованої свердловини [3]. Такий канат може бути використаний в пристрої для видобутку корисних копалин з дна водойм ерліфтним способом.

Канати трубчастої форми мають замок для утримання циліндричної форми. В процесі експлуатації можливий розрив троса замка, зменшення тягової спроможності каната. Врахування зміни напружено-деформованого стану каната при пориві троса замка дозволить підвищити надійність тягового органу машини на етапі її проектування.

В плоских канатах троси з постійним кроком завулканізовані в гумову (еластомірну) матрицю. Питанням напруженого стану плоских гумотросових канатів та стрічок присвячено значну кількість робіт [4-8]. В них розглядався напружений стан плоского каната, який мав два вільних краю. Відповідно, встановлення механізму деформування та визначення напружено-деформованого стану гумотросового каната трубчастої форми внаслідок руйнування троса, у т.ч. замкового – *актуальна науково-технічна задача*, спрямована на розробку нових технологій в галузі підводного видобутку корисних копалин.

Основний зміст роботи. Замки, розташовані на бічних сторонах плоского каната, з'єднують їх без

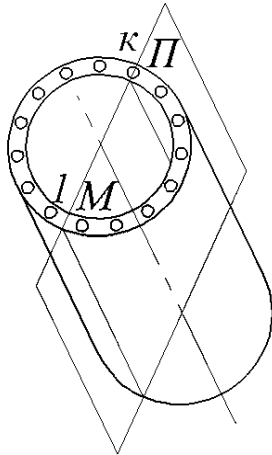


Рис. 1. Модель гумотросового канату трубчастої форми

можливого взаємного зсуву в трубчасту конструкцію. Троси в гумі розташовуються по замкнутому колу. Така конструкція не має країв та ближніх до країв каната тросів. Визначимо напружено-деформований стан плоского гумотросового каната, навантаженого силою P , якому надана замкнена – трубчаста форма. Прийmemo, що в канаті M тросів. Деякий k -тий трос, розташований в площині симетрії, будемо розглядати як замковий трос трубчастого каната. Площина розділяє трубчастий канат на дві симетричні частини. У випадку, коли кількість тросів M непарна, переріз пройде посередині поміж тросами, як це показано на рис. 1. Враховуючи останнє, будемо розглядати випадок, коли M – непарне. Тросам надамо номери від одиниці до M .

Розгорнемо розрізаний трубчастий канат. Отримаємо розрахункову модель каната, в якій непарна кількість тросів укладена з незмінним кроком в гумову оболонку. Ушкоджений середній – замковий трос каната. Напружено-деформований стан каната симетричний відносно троса замка. Переміщення та навантаження тросів з номерами 1 та M однакові. Напруження зсуву в гумовому прошарку поміж ними відсутні. Останнє, у випадку відсутності колових сил, дозволяє застосувати відому форму рішення для визначення напружено-деформованого стану трубчастого тя-

гового органу з ушкодженим середнім тросом. При цьому будемо вважати, що вздовж осі каната спрямована вісь x

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i-0,5)) + \frac{a}{EF} x + c, \quad (1)$$

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i-0,5)) + a, \quad 1 \leq i \leq M, \quad (2)$$

$$T_i = \frac{G b k_G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}) (\cos(\mu_m (i+0,5)) - \cos(\mu_m (i-0,5))), \quad 1 \leq i \leq M-1, \quad (3)$$

де u_i , p_i – відповідно, переміщення перерізу i -того троса вздовж осі каната та внутрішня сила опору його розтягуванню; E, F – приведений модуль пружності матеріалу троса та площа його поперечного перерізу; G – модуль зсуву матеріалу еластомірної (гумової) оболонки каната; h – відстань поміж тросами; b – товщина каната; k_G – коефіцієнт, що враховує вплив форми гуми поміж тросами на жорсткість їх зв'язку; μ_m та β_m – характеристичні показники; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{h E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; A_m, B_m, c – невідомі сталі інтегрування; T_i – розподілена по довжині дотична сила, що виникає в гумовому прошарку поміж i -тим та $i+1$ -им тросами; $a = \frac{P}{M}$ – середнє зусилля розтягування тросів.

Кільцева конструкція канату зумовлює те, що порив будь-якого троса призводить до однакового, відносно його місця розташування, напруженого стану каната. Такий стан, відповідно до розрахункової

моделі, характерний тим, що порваним завжди є середній трос. Зусилля, що сприймалося порваним тросом до пориву, перерозподіляється поміж іншими тросами. Загальна кількість тросів в канаті, поміж якими можливий перерозподіл сил, може впливати на характер такого перерозподілу як в перерізі ушкодження, так і по його довжині. Відповідно, досліджувати будемо лише цей випадок.

Руйнування тросів можливо в декількох перерізах. Коли руйнується один і той же трос, крайові збурення від поривів можуть накладатися. З метою встановлення умов накладання крайових збурень, треба визначити розміри зон їх дії.

Аналогічно, на напружений стан взаємно впливають і пориви різних тросів. В цьому випадку запропонована розрахункова модель не прийнятна, оскільки побудована з умови симетричності розподілу переміщень та напружень відносно ушкодженого троса в трубчастому канаті. В той же час, відсутність перетину зон прояву крайових збурень дозволяє розглядати їх вплив як незалежний. Вказане також вимагає встановлення розмірів зон дії крайових збурень.

Наведене вимагає розглядати навантажений зовнішньою силою P канат, як безмежно довгий з ушкодженим посередині тросом. Помістимо початок осі x в переріз ушкодження троса каната. Розглянемо частину канату на ділянці $0 \leq x \rightarrow \infty$. Така частина симетрична частині $-\infty \leftarrow x \leq 0$. Умова симетричності вказує на те, що в перерізі $x = 0$ переміщення тросів, окрім ушкодженого, відсутні. Переміщення ушкодженого троса дорівнюють половині зазору, що утворюється поміж його кінцями. В перерізі $x = 0$ мають місце наступні граничні умови

$$u_i = \begin{cases} 0, & i \neq \kappa, \\ U_0, & i = \kappa, \end{cases} \quad (4)$$

$$p_\kappa = 0,$$

де U_0 – невідома величина половини зазору, що утворюється поміж краями κ -того троса каната в перерізі його ушкодження, а сила його розтягування дорівнює нулю.

За умови безмежного зростання координати x внутрішні сили опору тросів, переміщення їх перерізів, не можуть зростати безмежно. Останнє вказує на те, що $A_m = 0$. Врахуємо те, що залежності (1) – (3) побудовані з використанням номерів тросів, як дискретної координатної осі. Гранична умова (4), з огляду на номери тросів як дискретну координатну вісь, має вигляд розривної – дельта функції. Задамо функцію з розривом неперервності сумою

$$U_0 \left(\frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\kappa-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{1}{M} \right).$$

Скористаємося граничною умовою (4). Прирівняємо переміщення тросів в залежності (1) функції з розривом неперервності, а внутрішню силу розтягування κ -того троса в залежності (2) рівною нулю

$$\sum_{m=1}^{M-1} B_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + c = U_0 \left(\frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\kappa-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{1}{M} \right), \quad (5)$$

$$\sum_{m=1}^{M-1} B_m \beta_m \cos(\mu_m(\kappa-0,5)) - \frac{P}{M E F} = 0. \quad (6)$$

Звідки маємо

$$U_0 = \frac{P}{2 E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\kappa-0,5))^2 \beta_m}, \quad B_m = \frac{2}{M} U_0 \cos(\mu_m(\kappa-0,5)), \quad c = \frac{U_0}{M}.$$

З використанням залежностей (2) та (3), отриманих невідомих сталих інтегрування, визначали внутрішні сили опору подовжньому деформуванню тросів та значення інтенсивностей розподілення дотичних сил в гумових прошарках, розташованих поміж тросами. Розрахунки виконували для каната з наступними значеннями величин: $M = 9$; $G = 5$ МПа; $h = 5$ мм; $b = 30$ мм. У відношенні $\frac{k_G}{E F} = \frac{8}{10^{10} \pi d^2}$ врахували неповне заповнення перерізу троса металом, значення коефіцієнта, що враховує вплив форми гуми

поміж тросами на жорсткість їх зв'язку, меншу жорсткість троса порівняно зі стрижнем. При розрахунках прийняли, що середнє навантаження на один трос становить 1 Н. Вказане дозволяє значення внутрішніх сил, що виникають в тросах, розглядати як віднесені до середніх, тобто рівними коефіцієнтам нерівномірності їх розподілу. Відповідно до виразу (1), переміщення перерізів тросів залежать від трьох складових – суми добутків сталих та косинусів, сталої помноженої на координату x та сталої c . Остання регламентує переміщення каната як жорсткого тіла. Передостання складова відтворює подовжню деформацію каната незмінною за величиною силою. І тільки перша складова описує перерозподіл перемішень. Оскільки друга складова не впливає на перерозподіл перемішень, її умовно опустили при розрахунках. Результати наведено на рис. 2-4.

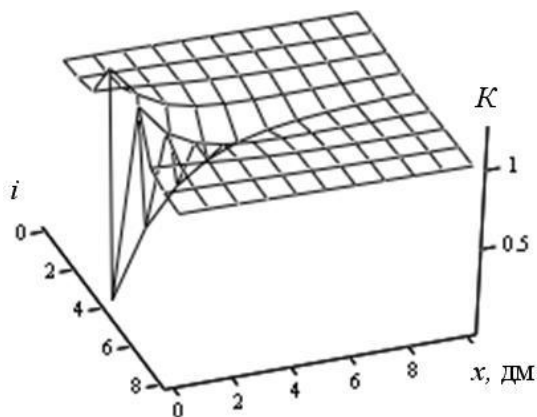


Рис. 2. Коефіцієнти нерівномірності розподілу внутрішніх сил опору розтягуванню тросів гумотросового каната трубчастої форми з дев'ятьма тросами в перерізі у разі ушкодження одного з них

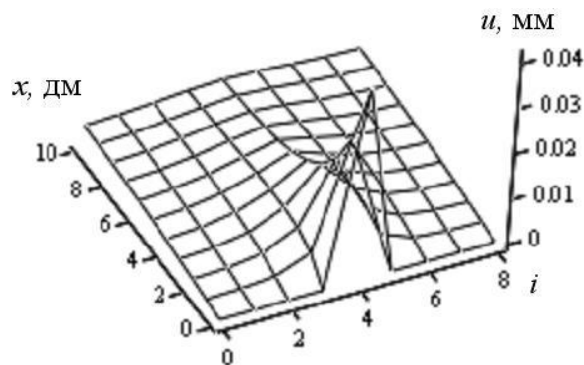


Рис. 3. Переміщення тросів гумотросового каната трубчастої форми з дев'ятьма тросами в перерізі у разі ушкодження одного з них

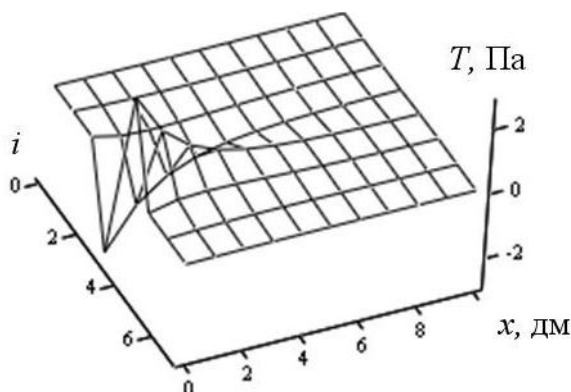


Рис. 4. Інтенсивності розподілених по довжині дотичних зусиль в гумових прошарках, розташованих поміж тросами, у разі розтягування гумотросового каната трубчастої форми з одним пошкодженим з дев'яти тросів в його перерізі

Відповідно до графічних залежностей в перерізі пошкодження троса змінюються значення внутрішніх сил деформування тросів та дотичних зусиль, що виникають в прошарках гуми, розташованих поміж тросами. Максимальних значень вказані величини набувають в перерізі ушкодження троса. Це вказує на залежність максимальних перемішень, внутрішніх сил розтягування тросів, дотичних зусиль в прошарках гуми від загальної кількості тросів в канаті трубчастої форми.

Максимальні значення сил розтягування тросів та розподілених дотичних зусиль в гумових прошарках діють в перерізі $x = 0$ в тросах та гумових прошарках, суміжних з ушкодженим – замковим тросом

$$P_i = \frac{P}{M} \left[1 - \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \cos\left(\frac{\pi m}{2}\right) \cos\left(\mu_m \left(\frac{M}{2} + 1\right)\right)}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos^2\left(\frac{\pi m}{2}\right)} \right],$$

$$T_{\max} = \frac{G b k_G P}{h M} \sum_{m=1}^{M-1} \frac{\cos\left(\frac{\pi m}{2}\right)}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2\left(\left(\frac{\pi m}{2}\right)\right)} \beta_m \left(\cos\left(\frac{\pi m}{M} \left(\frac{M}{2} + 1\right)\right) - \cos\left(\frac{\pi m}{2}\right) \right).$$

Їх значення дозволяють конструктору враховувати зміни напружено-деформованого стану каната при пориві троса замка, чим підвищити надійність тягового органу машини на етапі її проектування.

Висновки. Отримане аналітичне рішення та встановлені залежності з визначення максимальних значень коефіцієнтів нерівномірності розподілу внутрішніх сил розтягування тросів та розподілених до-тичних зусиль в прошарках гуми, розташованої поміж тросами від кількості тросів в канаті, зумовлених поривами будь-якого троса, включно і троса замка плоского гумотросового каната, якому надається тру-бчаста форма. Вказане дозволяє враховувати можливі пориви тросів при проектуванні каната трубчастої форми та його замка для умов використання у системах глибоководного підйому корисних копалин.

Список літератури

1. Егоров А.П. Оценка влияния движения ленты на распределение сил сопротивления движению трубчатого конвейера / А.П. Егоров. – Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.05.06. – М., 2011. – 19 с.
2. Картавый А.Н. Обоснование основных параметров крутонаклонного конвейера с прижимной лентой для карьеров с большими грузопотоками / А.Н. Картавый. – Автореф. дисс... канд. техн. наук: 05.05.06. – М., 2000. – 22 с.
3. Пат. 75145, Україна, В65G 43/02 (2006.01). Пристрій для захисту довкілля від протікання обсадних труб у товщі води / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова (Україна); заявник і патентовласник Дніпродрз. техн ун-т – u201204874; заяв. 18.04.2012; опубл. 26.11.2012, Бюл. № 22.
4. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дисс... докт. техн. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Дніпропетровськ, 1987. – 426 с.
5. Бельмас И.В. Исследование напряженно-деформированного состояния резинотросового каната на участке перехода к трубчатой форме / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – №12. – С. 48-55.
6. Колосов Л.В. Напряженно-деформированное состояние стыковых соединений резинотросовых лент / Л.В. Коло-сов, И.В. Бельмас // Изв. вузов. Горный журнал. – 1980. – № 8. – С. 69-71.
7. Ропай В.А. Шахтные уравнивающие канаты: монографія / В.А. Ропай; М-во освіти і науки України, ДВНЗ «Нац. гірнич. ун-т». – Дніпропетровськ: НГУ, 2016. – 263 с.
8. Колосов Д.Л. Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами / Д.Л. Колосов. – Дис... докт. техн наук: 05.05.06. – Дніпропетровськ, 2015. – 471 с.

Рекомендовано до друку д-ром техн. наук, проф. Самусею В.І.

УДК 622.673:531

V.A. Ropay, Doct. Of Techn.Sc.

(Ukraine, Dnipro, State Higher Education Institution "National Mining University").

INVESTIGATION OF OSCILLATIONS OF LOOP OF FLAT BALANCE ROPE AT CONTOUR MOTION

Анотація. Розглядаються вимушені коливання петлі зрівноважувального каната, викликані рухо-мими уздовж контура петл масами, які моделюють змінну по довжині каната погонну щільність ка-ната конструкції РТК-2. Дане дослідження необхідне для обґрунтування відстані між з'єднуючими гу-мовими елементами по впливу цього параметра на амплітуду коливань нижньої точки петлі при різних швидкостях руху.

Ключові слова: вимушені коливання, петля зрівноважувального каната, контурний рух, змінна щільність.

Анотация. Рассматриваются вынужденные колебания петли уравновешивающего каната, вы-званные движущимися вдоль контура петли, которые моделируют переменную по длине каната погон-ную плотность каната конструкции РТК-2. Данное исследование необходимо для обоснования рассто-яния между соединительными резиновыми элементами по влиянию этого параметра на амплитуду коле-баний нижней точки петли при разных скоростях движения.

Ключевые слова: вынужденные колебания, петля уравновешивающего каната, контурное движе-ние, переменная плотность.

Abstract. *Compel vibrations of loop of flat balance rope at contour motion, agitate by presence mooving masses along contour of loop, prototyping variable on the length density of rope RTK-2 are considered . Given study required for motivations of distance between connecting rubber elements on the influence of this parameter on the amplitude of moving a lower spot of loop of rope under different velocities of motion.*

Keywords: *compel vibrations, loop of balance rope, contour motion, variable density.*

1. Mathematical model

Jumpers (connecting elements), connect parallel walking round ropes in the steel-rubber balance rope (SRBR) are to be make from the different material up to the metal, in the calculation on this event suppose that linear density of SRBR in the place of fastening the jumpers increases in 2 times and is 2μ . Taking this condition will allow hereinafter avoid variation of parameters of ropes RTK-2.

Accounting SRBR scheme, which is prototype weighty nonstrain- a reap thread with mooving masses, is submit on the fig. 1. We use equations of contour moving of a thread [1]:

$$\frac{d}{ds} \left((T - \mu V_\tau^2) \vec{\tau} \right) + \vec{P} - \mu (\vec{a}^r + \vec{a}^c) = 0, \tag{1}$$

where T – tension of thread, μ – linear density, V_τ – speed of contour moving of thread, s – Euler $\vec{\tau}$ – orthoes of tangent natural trihedron, \vec{P} – an intensity of external power, \vec{a}^r, \vec{a}^c , – relative and coriolis accelerations.

Enter Oxyz coordinate system with orthoes $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$, in which plane xOy is parallel planes of moving a thread

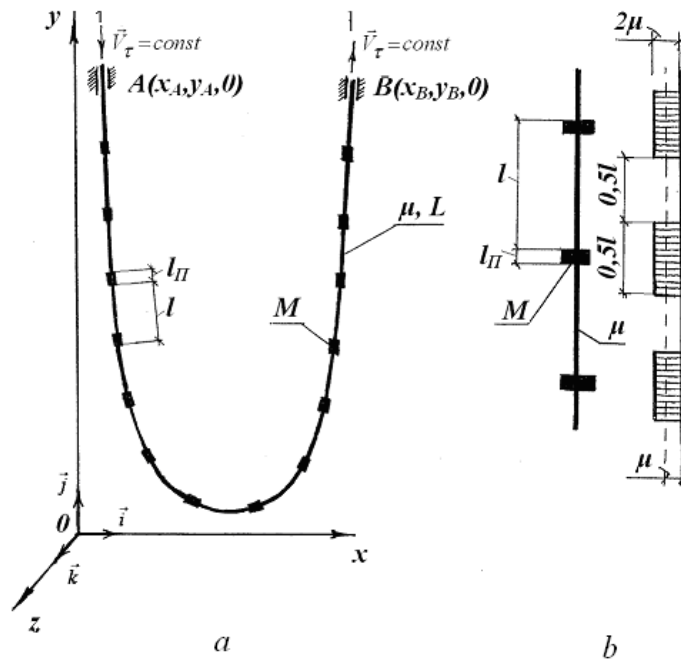


Fig. 1. Accounting scheme of loop of balance rope RTK-2:
a–mooving loop; b–density of rope

In projections on axis of coordinate system Oxyz equation (1) with provision for equations of relationship $\tau_X^2 + \tau_Y^2 = 1$ will present in the manner of:

$$\begin{aligned}
 \frac{dT}{ds} &= -\tau_x \left(P_x - \mu \left(a_x^r + a_x^c \right) \right) - \tau_y \left(P_y - \mu \left(a_y^r + a_y^c \right) \right); \\
 \frac{d\tau_x}{ds} &= \frac{1}{T - \mu V_\tau^2} \left(\tau_x \tau_y \left(P_y - \mu \left(a_y^r + a_y^c \right) \right) - \tau_y^2 \left(P_x - \mu \left(a_x^r + a_x^c \right) \right) \right); \\
 \frac{d\tau_y}{ds} &= \frac{1}{T - \mu V_\tau^2} \left(\tau_x \tau_y \left(P_x - \mu \left(a_x^r + a_x^c \right) \right) - \tau_x^2 \left(P_y - \mu \left(a_y^r + a_y^c \right) \right) \right); \\
 \frac{dx}{ds} &= \tau_x; \quad \frac{dy}{ds} = \tau_y,
 \end{aligned} \tag{2}$$

where

$$\begin{aligned}
 P_x &= 0; \quad a_x^r = \ddot{x}; \quad a_x^c = 2V_\tau \left(\dot{\tau}_x \tau_y^2 - \dot{\tau}_y \tau_x \tau_y \right); \\
 P_y &= -\mu g; \quad a_y^r = \ddot{y}; \quad a_y^c = 2V_\tau \left(\dot{\tau}_y \tau_x^2 - \dot{\tau}_x \tau_x \tau_y \right).
 \end{aligned}$$

Here μ – a linear mass of RTK-2 with jumpers. Taking into consideration that circumstance, that jumpers are uniform and have final sizes, sharing the masses on the length of balance rope will present in the form, shown on the fig. 1, b.

$$\mu = \bar{\mu} + \Delta\mu(s), \tag{3}$$

where $\bar{\mu}$ – summary linear mass of round ropes of RTK-2, $\Delta\mu(s)$ – linear mass of jumpers.
Boundary conditions in spots of fastening :

$$x(0)=x_A; \quad y(0)=y_A; \quad x(L)=x_B; \quad y(L)=y_B. \tag{4}$$

Linear equations of motion (2) with provision for (3) will take type:

$$\begin{aligned}
 \frac{d\Delta T}{ds} &= \Delta\mu \tau_y g + \bar{\mu} \tau_x \Delta \ddot{x} + \bar{\mu} \tau_y \Delta \ddot{y} + \Delta \tau_y g \bar{\mu}; \\
 \frac{d\Delta \tau_x}{ds} &= \frac{\bar{\mu} \tau_x \tau_y g}{\left(T - \bar{\mu} V_\tau^2 \right)^2} \Delta T - \frac{T \tau_x \tau_y g}{\left(T - \bar{\mu} V_\tau^2 \right)^2} \Delta \mu + \frac{\mu \tau_y^2}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \ddot{x} - \frac{\bar{\mu} \tau_x \tau_y}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \ddot{y} - \\
 &\quad - \frac{\bar{\mu} g \tau_y}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \tau_x - \frac{\bar{\mu} g \tau_x}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \tau_y + \frac{2V_\tau \bar{\mu} \tau_y^2}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \dot{\tau}_x - \frac{2V_\tau \bar{\mu} \tau_x \tau_y}{T - \bar{\mu} V_\tau^2} \Delta \dot{\tau}_y;
 \end{aligned} \tag{5}$$

For approximations of functions $\Delta\mu(s)$ we will present it in the manner of row Furie

$$\Delta\mu(s) = \sum_{n=0}^N \mu_n \sin \frac{2\pi n s}{l}. \tag{6}$$

Considering that outraging frequency ω is connected with distance between jumpers l and velocity of contour motion of rope by correlation

$$\omega = \frac{2\pi V_\tau}{l}, \tag{7}$$

for deciding an equation system (5) will use a method Furie [1]. For this will present $\Delta\mu$ and functions $\Delta T, \Delta \tau_x, \Delta \tau_y, \Delta x, \Delta y$ lengths of row Furie on time coordinate t

$$\Delta\mu = \sum_{n=0}^N \mu_n \sin\left(\frac{2\pi ns}{l} + n\omega t\right), \quad (8)$$

where μ_n – factors of row Furie (6),

$$\begin{aligned} \Delta T &= \frac{1}{2} \Delta T^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta T_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta T_n^s(s) \sin n\omega t; \\ \Delta \tau_x &= \frac{1}{2} \Delta \tau_x^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{xn}^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{xn}^s(s) \sin n\omega t; \\ \Delta \tau_y &= \frac{1}{2} \Delta \tau_y^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{yn}^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta \tau_{yn}^s(s) \sin n\omega t; \\ \Delta x &= \frac{1}{2} \Delta x^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta x_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta x_n^s(s) \sin n\omega t; \\ \Delta y &= \frac{1}{2} \Delta y^0(s) + \sum_{n=1}^N \Delta y_n^c(s) \cos n\omega t + \sum_{n=1}^N \Delta y_n^s(s) \sin n\omega t. \end{aligned} \quad (9)$$

Substituting (8), (9) in equations (5) and limiting small number of members of row (7) ($N=3..5$), integrate both part of received equations on the interval from 0 before $t = \frac{2\pi}{\omega}$. We obtain common differential equation system for functions $\Delta T_n^0(s)$, $\Delta T_n^c(s)$, $\Delta T_n^s(s)$ ($n=1, N$) and etc. Gross amount of equations depends on numbers of deducted members of row and is $(2N+1)5$.

Lowering bulky finding formulés, we will bring here allowing equation system for $N=1$ event:

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta T^0}{ds} &= \mu g \Delta \tau_y^0 + 2\bar{\mu} g \tau_y; \\ \frac{d\Delta \tau_x^0}{ds} &= C_T \Delta T^0 + 2C_M \bar{\mu} + C_{\tau_x} \Delta \tau_x^0 + C_{\tau_y} \Delta \tau_y^0; \\ \frac{d\Delta \tau_y^0}{ds} &= K_T \Delta T^0 + 2K_M \bar{\mu} + K_{\tau_x} \Delta \tau_x^0 + K_{\tau_y} \Delta \tau_y^0; \\ \frac{d\Delta x^0}{ds} &= \Delta \tau_x^0; \quad \frac{d\Delta y^0}{ds} = \Delta \tau_y^0; \\ \frac{d\Delta T^s}{ds} &= -\bar{\mu} \tau_x \omega^2 \Delta x^s - \bar{\mu} \tau_y \omega^2 \Delta y^s + \bar{\mu} g \Delta \tau_y^s + \bar{\mu} g \tau_x \cos \frac{2\pi s}{l}; \\ \frac{d\Delta \tau_x^s}{ds} &= C_T \Delta T^s - C_x \omega^2 \Delta x^s - C_y \omega^2 \Delta y^s + C_{\tau_x} \Delta \tau_x^s + C_{\tau_y} \Delta \tau_y^s \\ \frac{d\Delta \tau_y^s}{ds} &= K_T \Delta T^s - K_x \omega^2 \Delta x^s - K_y \omega^2 \Delta y^s + K_{\tau_x} \Delta \tau_x^s + K_{\tau_y} \Delta \tau_y^s - K_{\tau_x} \bar{\omega} \Delta \tau_x^c - K_{\tau_y} \bar{\omega} \Delta \tau_y^c + \bar{\mu} K_M \cos \frac{2\pi s}{l}; \\ \frac{d\Delta x^s}{ds} &= \Delta \tau_x^s; \quad \frac{d\Delta y^s}{ds} = \Delta \tau_y^s; \\ \frac{d\Delta T^c}{ds} &= -\bar{\mu} \tau_x \omega^2 \Delta x^c - \bar{\mu} \tau_y \omega^2 \Delta y^c + \bar{\mu} g \Delta \tau_y^c + \bar{\mu} g \tau_y \sin \frac{2\pi s}{l}; \\ \frac{d\Delta \tau_x^c}{ds} &= C_T \Delta T^c - C_x \omega^2 \Delta x^c - C_y \omega^2 \Delta y^c + C_{\tau_x} \Delta \tau_x^c + C_{\tau_y} \Delta \tau_y^c + C_{\tau_x} \omega \Delta \tau_x^s - C_{\tau_y} \omega \Delta \tau_y^s + \bar{\mu} C_M \cos \frac{2\pi s}{l}; \\ \frac{d\Delta \tau_y^c}{ds} &= K_T \Delta T^c - K_x \omega^2 \Delta x^c - K_y \omega^2 \Delta y^c + K_{\tau_x} \Delta \tau_x^c + K_{\tau_y} \Delta \tau_y^c + K_{\tau_x} \omega \Delta \tau_x^s + K_{\tau_y} \omega \Delta \tau_y^s + \bar{\mu} K_M \sin \frac{2\pi s}{l}; \\ \frac{d\Delta x^c}{ds} &= \Delta \tau_x^c; \quad \frac{d\Delta y^c}{ds} = \Delta \tau_y^c. \end{aligned} \quad (10)$$

where

$$\begin{aligned}
 C_T &= \frac{A\tau_x\tau_y g}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; & C_M &= -\frac{A^2 T \tau_x \tau_y g}{\mu^2}; & C_x &= A\tau_y^2; & C_y &= -A\tau_x\tau_y; \\
 C_{\tau x} &= -Ag\tau_y; & C_{\tau y} &= -Ag\tau_x; & C_{\tau\tau x} &= 2AV_\tau\tau_y^2; & C_{\tau\tau y} &= -2AV_\tau\tau_x\tau_y; \\
 K_T &= -\frac{A\tau_x^2 g}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; & K_M &= \frac{A^2 \tau_x^2 g}{\mu^2}; & K_y &= A\tau_x^2; & A &= \frac{\bar{\mu}}{T - \bar{\mu}V_\tau^2}; \\
 K_{\tau x} &= 2A\tau_x g; & K_{\tau\tau y} &= 2AV_\tau\tau_x^2; & K_{\tau\tau x} &= -2A\tau_x\tau_y V_\tau; & K_{\tau y} &= 0.
 \end{aligned}$$

Boundary conditions in spots of fastening :

$$\begin{aligned}
 s = 0: & \quad \Delta x^0 = \Delta x^c = \Delta x^s = \Delta y^0 = \Delta y^c = \Delta y^s = 0; \\
 s = L: & \quad \Delta x^0 = \Delta x^c = \Delta x^s = \Delta y^0 = \Delta y^c = \Delta y^s = 0.
 \end{aligned} \tag{11}$$

2. Solving of problem and results

Linear boundary problem was decided by the method of initial parameters with the discrete orthogonalization [2]. For integrating an equation system (10) was use Roonge-Koot method of fourth order.

On developping strategy are determined velocities of contour motion, which correspond to resonance frequencies of compel fluctuations of loop of RTK-2 with jumpers, situated on the length with its constant step $l=1; 3, 5$ and 10 m.

On the fig. 2 are shown forms of compel fluctuations of loop of RTK-2 of $L=50$ m, $b=2.5$ m, linear density $\mu=17,65$ kg/m with the step of location of jumpers $l=10$ m at velocities of contour moving $6.4; 7.9; 10.0; 10.6; 11.0; 12.0$ m/s, corresponding to some resonance frequencies.

In process of executed studies is install following:

1. Under linear density of jumpers of equal total linear density of all round ropes of RTK and at velocities of moving the lifting containers before 20 m/s step of location of jumpers can be chosen within $1-10$ m. At these conditions amplitudes of horizontal moving a lower spot of loop of balance rope will not more than 0.15 m.

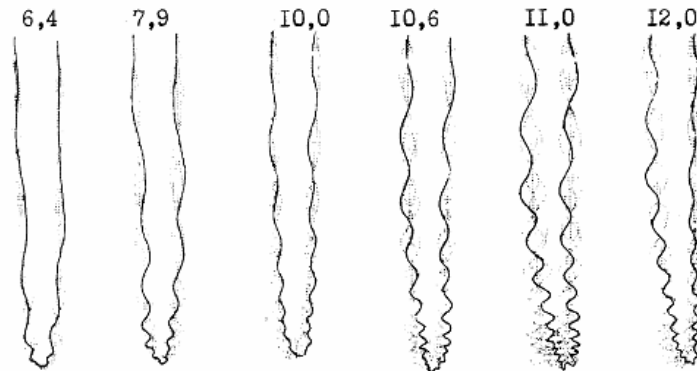


Fig.2 Forms of compel vibrations of loop of RTK-2 of $L=50$ m, $b=2.5$ m

2. Contour moving of balance rope in loop renders stabilizing action on its vibrations. Weighty flexible thread under certain velocities of motion as it were changes in hard body.

3 If take real dissipation of energy of vibrations account into ropes themselves, possible confirm that vibrations at high frequencies are not dangerous.

3. Conclusion

Designed strategy of study of compel loop vibrations of balancing rope of variable density at contour motion has allow motivate parameters to real designs of balance rope RTK-2. Ropes are made and are successfully used 2 years on the mine of Krivbass. Experiments have confirm accuracy of calculations.

List of references

1. Merkin D. R./D.R. Merkin. Introduction in mechanic of flexible thread. M.: Nauka, 1980. –240 p.
 2, Guliaev V.I., / V.I. Guliaev, V.I. Koshkin, V.V. Gaidaichuk. Springy deforming, stability and vibration of flexible curvilinear rods. K.: Naukova Dumka, 1992. – 344 p.

Рекомендовано до друку д-ром техн. наук, проф. Колосовим Д.Л.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

UDC 621.311

*Natalia S. Dreshpak, Cand. Of Techn.Sc. (Ph.D.), Stanislav I. Vypanasenko, Doct. Of Techn.Sc.,
Ilyya G. Olishesky*
(Ukraine, Dnipro, State Higher Education Institution "National Mining University").

ALGORITHM FOR FORECASTING ENERGY EFFICIENCY OF STEEL PRODUCTION

Анотація. Мета роботи полягає у визначенні алгоритму прогнозування ефективності процесу виплавки сталі. Поставлено задачу формування регресійної залежності, що зв'язує показник енергоефективності з обсягом випуску продукції. Наведено послідовність дій в запропонованому алгоритмі. Надано оцінку точності отриманих результатів. Розкрито новизну запропонованого алгоритму. Алгоритм реалізується у вигляді комп'ютерної програми. Виходячи із вихідних даних, отриманих за результатами діяльності металургійного заводу, показано, що в умовах функціонування підприємства існує достатньо тісний зв'язок між показником енергоспоживання і обсягом продукції, що дозволяє здійснювати прогноз витрат енергії і енергоефективності процесу з достатньою для практичних розрахунків точністю.

Ключові слова: Енергоефективність, алгоритм, регресійна залежність, питомі витрати енергії, сталеплавильне виробництво.

Аннотация. Цель работы состоит в определении алгоритма прогнозирования эффективности процесса выплавки стали. Поставлена задача формирования регрессионной зависимости, связывающей показатель энергоэффективности с объемом выпуска продукции. Приведена последовательность действий в предложенном алгоритме. Дана оценка точности полученных результатов. Раскрыта новизна предложенного алгоритма. Алгоритм реализуется в виде компьютерной программы. Исходя из исходных данных, полученных по результатам деятельности металлургического завода, показано, что в условиях функционирования предприятия существует достаточно тесная связь между показателем энергопотребления и объемом выпуска продукции, что позволяет осуществлять прогноз уровня затрат энергии и энергоэффективности процесса с достаточной для практических расчетов точностью.

Ключевые слова: Энергоэффективность, алгоритм, регрессионная зависимость, удельные затраты энергии, сталеплавильное производство.

Abstract. The aim of the paper is to define algorithm for forecasting energy efficiency of steelmaking process. The task of the paper is to construct regression dependence between energy efficiency and production output. The sequencing of the proposed algorithm is shown. Accuracy evaluation of the obtained results is given. The novelty of the proposed algorithm is searching linear regression between energy consumption and production output at an enterprise and using it to determine specific energy consumption. The algorithm is realized in computer program. Basing on initial data of the metallurgical enterprise's results a quite close relationship between energy consumption and production output is shown, and it allows us to forecast the process's energy use and efficiency with sufficient accuracy for practical calculations.

Keywords: Energy efficiency, algorithm, regression dependence, specific energy consumption, steel production.

Specific energy consumption is one of the most important indicators which display energy efficiency of a technological process. So, the main type of energy, which is used in a metallurgical enterprise, is electric and specific energy consumption is measured as kilowatt-hours per tons (kW·h/tons) of crude steel. It is important to take into account energy consumption at all production stages and the enterprise's structural divisions while calculating this parameter. In this regard, the number of parameters, that influences the level of energy consumption, increases significantly, and there is almost no possibility to consider them. Thus, choosing the most important parameters, as well as constructing regression dependences, that connects energy consumption with these parameters, is a traditional approach to solve this task [1]. Production output is the most important and significant parameter which define the level of energy consumption. This parameter reflects the aim of a production process which is to obtain steel ingots, that is why this parameter is "target". There must be a close relationship

between energy consumption and production output. Correlation coefficient characterizes a degree of the relationship. Increasing correlation coefficient means that production output is a determining factor in energy consumption, and the influence of the other factors is less significant. This fact confirms that energy is used “for work”.

If the existing energy efficiency indicators (got in the previous period) are important, they will be easily calculated through energy consumption and production output. Another problem is forecasting energy efficiency for future periods by means of parameters that were got earlier. While solving the problem we should consider a known fact – a dependence between energy efficiency and production output. Moreover, it is necessary to remember that there are a lot of factors that are usually not fixed (for example, seasonality of repairs, differences in characteristics of raw materials, etc. Forecasting in this case should be done basing on available information which is registered obligatory: monthly industrial output volume with corresponding index of energy consumption. If there is a close relationship between these indicators, it will be possible to get the forecast with significant accuracy, as it shown in [2] for coal industries. A similar approach can be used to forecast energy efficiency for steel production where electric furnaces are used. The article is devoted to developing algorithm for calculating energy efficiency of the process, as well as analyzing the results obtained.

The features of the proposed algorithm (for calculating a dependence between energy consumption and production output) is that a linear dependence between absolute values of energy consumption E of steelmaking and production output P is firstly found, and then the accuracy of the results obtained (by reproducing confidence intervals for the linear regression) is determined. After that nonlinear dependence is defined basing on the obtained linear one. Confidence intervals, that allow us to assess accuracy of forecasting energy efficiency, are transformed in the same way. So, two regression dependences will be essentially constructed to forecast the expected energy consumption, as well as specific values (per units), if the requirements for production output is changed (e.g. caused by market demand for products).

Regression dependences can also be used for current control of enterprise’s energy efficiency in general. This allows us to make conclusions about the efficiency of energy saving measures, and assess how enterprise realizes them in dynamics.

The algorithm for calculating regression dependences $E = a + \epsilon p$ (a and ϵ – the linear dependence’s coefficients) is given below, and determining specific energy consumption (for one of the metallurgical enterprises) is realized on this basis. The dependences construction is carried out owing to monthly data of energy consumption and corresponding volumes of output. The proposed algorithm calculations are performed in matrix form and imply applying computer technologies. It is necessary to remember, while using the algorithm, that the calculation’s accuracy significantly depends on the reliability of initial information. Energy consumption, used in the calculation, must correspond to actual values of steel production in this period.

Procedure as follows:

1. Input matrix, which is used in the calculation, is constructed:
 - matrix X contains monthly indicators of steelmaking, basing on the previous year data. The first column contains elements of monthly production of steel (thousand tons), the second one is filled with “1”. The dimension of the matrix is $(n \times 2)$. Here n - the number of months.
 - matrix Y contains energy consumed per month (thousand kW·h) for the previous year. The dimension of the matrix is $(n \times 1)$.
2. Energy consumed per month \hat{y}_τ is derived from formula

$$\hat{y}_\tau = a_1 x_\tau + a_2 ,$$

where a_1, a_2 – estimation parameters of regression line; x_τ - monthly production of steel.

Unknown values a_1, a_2 are received by finding the matrix components:

$$a = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = (X' \cdot X)^{-1} X' \cdot Y .$$

3. Confidence interval D_τ , for monthly energy consumption, is determined from formula

$$D_\tau = \left\{ \hat{y}_\tau - t_\lambda S_\tau \left\langle y_\tau \left\langle \hat{y}_\tau + t_\lambda S_\tau \right\rangle \right\rangle \right\} ,$$

where t_λ – t-distribution with $n-2$ degrees of freedom; S_τ - unbiased estimation of standard deviation of the forecast.

Confidence interval in the proposed method is calculated with $1-\lambda=0,95$ confidence level, so probability $P(D_\tau)=0,95$.

4. Estimation of standard deviation S_τ is obtained from formula

$$S_\tau^2 = S^2(1 + X_\tau'(X'X)^{-1}X_\tau),$$

where S^2 - unbiased estimation of standard deviation; x_τ - vector of plan indicators of steel production $x_\tau = [x_\tau, 1]$.
Unbiased estimation of standard deviation

$$S^2 = \frac{1}{n-2}(Y-\hat{Y})'(Y-\hat{Y}) = \frac{1}{n-2} \cdot e \cdot e',$$

where \hat{Y} - vector for estimating energy consumption with dimension $(n \times 1)$ ($\hat{Y} = X_a$); e - vector of regression deviations with dimension $(n \times 1)$ ($e = Y - \hat{Y}$).

5. Setting plan targets of steel output x_τ we carry out items 2,3,4 for X, Y -matrices and find corresponding confidence intervals for energy consumption y_τ . The upper limit of the confidence interval is defined as $\hat{y}_\tau + t_\lambda S_\lambda$, the lower one - $\hat{y}_\tau - t_\lambda S_\lambda$. For a given x_τ , probability to exceed the upper limit of the interval is 2,5% and the lower - 2,5%. $t_\lambda = 2,2$. The probability that forecasting energy consumption y_τ is located between the limits of the confidence interval is 0,95 (95%). Thus, energy consumption is obtained by estimating the prognosis and maximum levels of possible deviations both increase and reduction, so:

$$\hat{y}_\tau \pm \frac{t_\lambda S_\lambda}{t_\lambda S_\lambda} = \hat{y}_\tau \pm \Delta y_\tau.$$

In this regard, we obtain dependences between energy consumption and steel production

$$\hat{y}_\tau + \Delta y_\tau = f_1(x_\tau), \quad \hat{y}_\tau = f_2(x_\tau), \quad \hat{y}_\tau - \Delta y_\tau = f_3(x_\tau). \quad (1)$$

Then we get dependences to calculate specific energy consumption using (1):

$$\frac{\hat{y}_\tau + \Delta y_\tau}{x_\tau} = f_4(x_\tau), \quad \frac{\hat{y}_\tau}{x_\tau} = f_5(x_\tau), \quad \frac{\hat{y}_\tau - \Delta y_\tau}{x_\tau} = f_6(x_\tau). \quad (2)$$

6. We construct dependences for calculating absolute (1) and specific (2) values of energy consumption. The dependences allow us to estimate energy consumption y_τ , specific energy consumption, as well as maximum levels of deviations for different values of monthly steel production x_τ .

7. We calculate absolute and specific values of energy consumption for metallurgical enterprise using the algorithm. Monthly production of steel and corresponding values of energy consumption are initial data for calculating, which is given in Table 1.

Table 1

Initial data for calculating		
Month	Steel production, thousand tones	Energy consumption, thousand kW·h
January	88.8	53864
February	89.3	53439
March	109.1	61560
April	107.6	59723
May	108.2	58821
June	106.8	58040
July	95.1	52868
August	107.3	56870
September	75.5	42111
October	58.8	34570
November	66.2	37544
December	15.6	10785

Dependences (Fig. 1 and Fig. 2) are constructed by calculating the previous formulas.

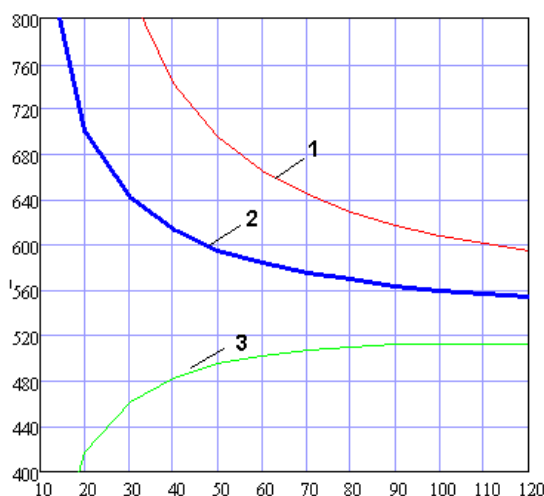


Fig. 1. Dependence between monthly energy consumption y_τ (thousand kW·h) and steel production x_τ (thousand tons)

$$1 - (\hat{y}_\tau + \Delta y_\tau) = f_1(x_\tau) ; 2 - \hat{y}_\tau = f_2(x_\tau) ; 3 - (\hat{y}_\tau - \Delta y_\tau) = f_3(x_\tau) .$$

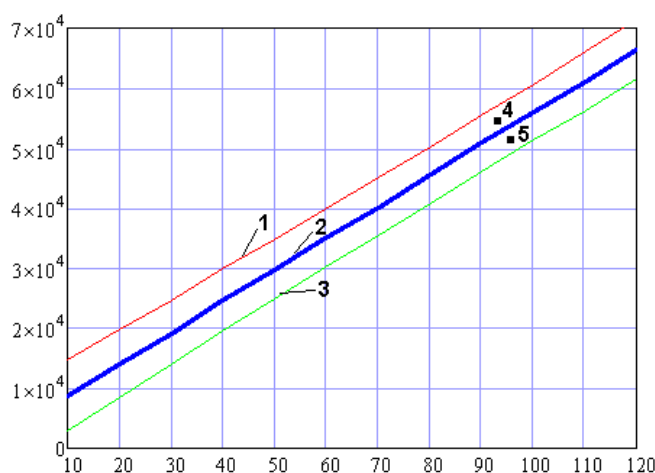


Fig. 2. Specific energy consumption y_τ/x_τ (kW·h/tons) depending on x_τ (thousand tons)

$$1 - \left[\frac{\hat{y}_\tau + \Delta y_\tau}{x_\tau} \right] = f_4(x_\tau) ; 2 - \frac{\hat{y}_\tau}{x_\tau} = f_5(x_\tau) ; 3 - \left[\frac{\hat{y}_\tau - \Delta y_\tau}{x_\tau} \right] = f_6(x_\tau) .$$

Resulting curves 1, 2, 3 (Fig.1) characterize the relationship between energy consumption and steel production. Dependence 2 illustrates the average (most probable) value of energy consumption $E(P)$, and curves 1,3 correspond to the upper $+\delta$ and lower $-\delta$ possible levels of deviation from the mean E , so the three curves reveal $E(P)$, $E \pm \delta(P)$ dependences. Moreover, probability to exceed monthly energy consumption's curve $E + \delta(P)$ (as well as probability that monthly consumption point is located below $E - \delta(P)$ curve) is 2,5% (very little). Thus, the probability, that monthly energy consumption is located below curve 1 but above 3 (between these curves), is 95%. This allows the enterprise's economists to predict energy consumption with sufficient accuracy. For instance, if monthly production of steel is 100 thousand tons, the average values of energy consumption will be 56000 kW·h per year, maximum ($E + \delta$) 61000 kW·h, minimum ($E - \delta$) 52000 kW·h. Changes in market bring changes in steel production. In this situation an appropriate level of energy consumption can be obtained from the graphs (Fig. 1).

The curves in Fig. 1 are interesting in terms of energy efficiency control of structural divisions. We must apply energy-saving modes for equipment; turn it off when it is used, and conduct energy-saving policy at enterprise. If these conditions are not met, monthly energy consumption will be too high (e.g. curve 4 $E(P)$ in Fig. 1). This means that energy consumption exceeds the average level (curve 2 $E(P)$) for given steel production. It necessary to understand why is it happened and who is blame for overspending on energy. It should be also clear the reason of energy saving, in case when monthly energy consumption point is located below curve 2 (e.g. point 5,

which corresponds to the same production (95 thousand tons)). The situation energy in energy efficiency will be satisfying if most points of monthly energy consumption are located below curve 2 (e.g. point 5).

General characteristics of curves 1, 2, 3 are as follows:

- There are a close relationship between energy consumption (E) and production output (P). Correlation coefficient $r=0,991$ and determination $r^2=0,983$, so P is the determining factor which effects energy consumption E . A quite close relationship between E and P is caused by the fact that the furnaces are the most energy-intensive facilities. The furnaces' technological process is clearly defined and required for use. There is no way out to deny the process parameters that are mentioned before. Energy consumption of subsidiary equipment is not significant, so its operation modes affect the curve's character in a less degree (Fig.1) comparing to energy consumption of a plant totally.

- A quite close relationship between E and P defines relatively small errors δ for energy consumption comparing to the average E . For instance, the percentage $\delta/E = 500/56000 = 0,089$ (8,9 %). That is why curves 1 and 3 are very close to 2. This contributes to more accurate forecasting of energy consumption.

Let us analyze how specific energy consumption has changed. We have got curves 1, 2, 3 (Fig. 2) by dividing energy consumption E in production output P . Just as in Fig. 1 curves 1, 2, 3 in Fig. 2 characterize: 1- the upper, 2 – intermediate, 3 – the lower level of possible energy consumption. As you can see if productivity of the furnace is maximum the accuracy of forecasting energy consumption will increase. It is also shown in Fig. 2 that specific energy consumption in the range from 90 to 110 thousand tons change insignificantly. A significant increase E/P is observed at lower output which is below 60 tons. For instance, an absolutely low value E/P was got in December, when steel production reached 15,6 tons. Curves in Fig. 1, 2 display energy consumed last year. Obviously, energy saving measures will be possibly conducted in future and lead to some changes in dependences that were constructed below.

Conclusions

1. Algorithm for calculating energy efficiency of a production process, which involves finding linear regression dependence between enterprise's energy consumption and production output, as well as using it to determine specific energy consumption. The algorithm implies evaluating forecasting accuracy which is realized by the computer program.

2. Initial data, obtained from the metallurgical plant results, show a quite close relationship between energy consumption and production output, and allows us to forecast energy consumption and efficiency with sufficient accuracy for practical calculations.

References

1. Pivnyak G., Vypanasenko S., Hovanska O., etc. 2013. Energy management systems and their mathematical support (in Ukrainian). Dnipropetrovs'k: National Mining University: 214.

2. Vypanasenko S. 2011. Forecasting energy consumption of coal mine (in Russian). Scientific Bulletin. Dnipropetrovs'k: National Mining University, Vol. 6: 93-99.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.

УДК 621.22

В.В. Радченко, канд. техн. наук., доцент

(Україна, Запорізька державна інженерна академія)

ПОЛІПРЕДМЕТНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОАГРЕГАТА ГЕС

Анотація. Аналіз гідроенергетичних процесів та енергетичних перетворювачів має особливості, що визначають підходи. Його переважно спрямовують на визначення характеристик ефективності, можливостей та шляхів їх підвищення. Пропонований поліпредметний підхід до аналізу чинників ефективності дозволяє системно розглядати основні групи діючих факторів, оцінювати особливості їх дії та впливи. Показано особливості впливів на ефективність гідроенергетичних перетворень їх ресурсного забезпечення: енергетичного, інформаційного й матеріального. Наведено основні шляхи підвищення динамічних якостей гідроенергетичних перетворювачів.

Ключові слова: гідроенергетичні процеси, поліпредметний підхід, гідроагрегат ГЕС, ресурсне забезпечення

Аннотация. Анализ гидроэнергетических процессов и энергетических преобразователей имеет особенности, которые определяют подходы к практической реализации. Его преимущественно направляют на определение характеристик эффективности, возможностей и путей их повышения. Предлагаемый полипредметный подход к анализу факторов эффективности позволяет системно рассматривать основные группы действующих факторов, оценивать особенности их действия и влияния. Показаны особенности влияний на эффективность гидроэнергетических превращений их ресурсного обеспечения: энергетического, информационного и материального. Приведены основные пути повышения динамических качеств гидроэнергетических преобразователей.

Ключевые слова: гидроэнергетические процессы, полипредметного подход, гидроагрегат ГЭС, ресурсное обеспечение

Abstract. The analysis of hydroenergetic processes and power transformers has features which determine approaches to practical realization. He is mainly sent to determination of descriptions of efficiency, possibilities and ways of their increase. Offered polysubjection approach to the analysis of factors of efficiency allows system to examine the basic groups of operating factors, estimate the features of their action and influencing. The features of influences are shown on efficiency of hydroenergetic transformations of their resource providing: power, informative and material. The basic ways of increase of dynamic qualities of hydroenergetic transformers are resulted.

Keywords: hydropower processes, polipredmetnyu approach, hydro power plant, resourced

Аналіз ефективності сучасних енергетичних перетворювачів може викликати певні складності, безпосередньо пов'язані з необхідністю врахування основних різномірних діючих чинників впливу. В таких випадках потрібного результату можливо досягти поліпредметним підходом [1, 2] до їх аналізу. Його системна сутність така. Будь-який технічний об'єкт або процес можливо подати у вигляді функціонально однорідних множин діючих факторів. Найчастіше діючими є матеріальні (М), енергетичні (Е) й інформаційні фактори (І). Тільки тоді можливо одержати відповідну остаточну характеристику впливу W та проміжні у вигляді відображень та дослідити дії потрібних складових, рис. 1:

$\phi: (\{M s\} \{E s\} \{I s\}) \rightarrow \{S s\}$.

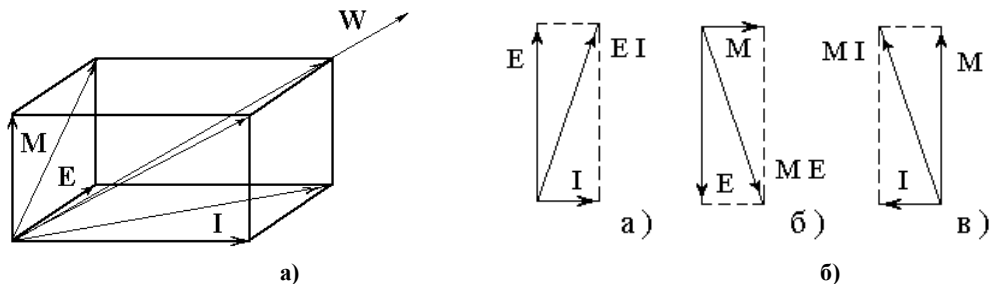


Рис. 1. Узагальнені схеми поліпредметних взаємодій об'єкта (а) та основних складових (б): а – ЕІ; б – МЕ; в – МІ.

Зазначений підхід до аналізу дозволяє виокремлювати потрібні види факторів, деталізувати й вивчати їх дію в складі системи.

Характеристики процесів енергетичного перетворення енергії в агрегаті ГЕС, в основному визначаються рівнем їх ресурсного забезпечення: енергетичного, інформаційного й матеріального. При цьому енергетична складова визначає генерацію, потенціал впливу та ефективність зазначених процесів. Інформаційна складова переважно виступає носієм семантичної частини процесу перетворень і є необхідним компонентом формування його необхідних якісних характеристик. Матеріальний компонент переважно забезпечує стабільність поточних умов. Це конструкційні особливості побудови перетворювача та властивості енергетичного носія. Таким чином охоплюється й аналізується вся ланка процесу технологічних перетворень

$$Г \rightarrow М \rightarrow Е.$$

Поліпредметний аналітичний підхід надає можливість уточнення множин діючих чинників, у тому числі корисних та збурюючих дій. Для цього існує ряд відомих методик та інструментів пошуку рішень. Це деталізація, локалізація, стратифікація, а також виділення процесів, структуризація, віддзеркалення станів тощо. Важливими чинниками ефективності є інформаційні, комунікаційні та керуючі, [3].

Аналіз ефективності гідроагрегата з погляду технологічних особливостей перетворення енергії

досить зручно реалізувати на базі масивів основних дієвих поліпредметних чинників впливу [4]. Для їх виділення слід розглянути функціональну реалізацію зазначеного перетворювача енергії. Основні функціональні елементи гідроенергетичного перетворювача ГЕС у вигляді гідроагрегата, узагальнена схема якого наведена на рис. 2, є його гідравлічними, механічними та електричними складовими.

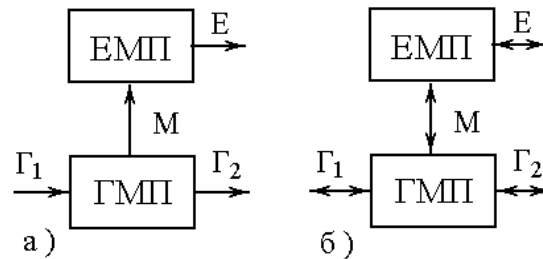


Рис. 2. Узагальнені схеми енергетичних перетворювачів: ГЕС (а) та ГАЕС (б)

Очевидно, що кожна із зазначених складових має свої властивості та особливості впливу на загальну ефективність.

Загальний показник енергетичної ефективності такої гідроенергетичної системи на основі діючих складових процесу можливо визначити як

$$R_E = \sum_{i=0}^N G_i + \sum_{k=0}^M M_k + \sum_{l=0}^J E_l,$$

де G_i , M_k , E_l – відповідно гідравлічні, механічні й електричні діючі складові ефективності гідроагрегата.

Наведена схема (рис. 3) відображає потоки енергетичних перетворень й відповідно – перетворювачі, серед яких основними є гідромеханічний та електромеханічний. Їх аналіз має бути сумісним. З реалізації такого підходу випливає, що:

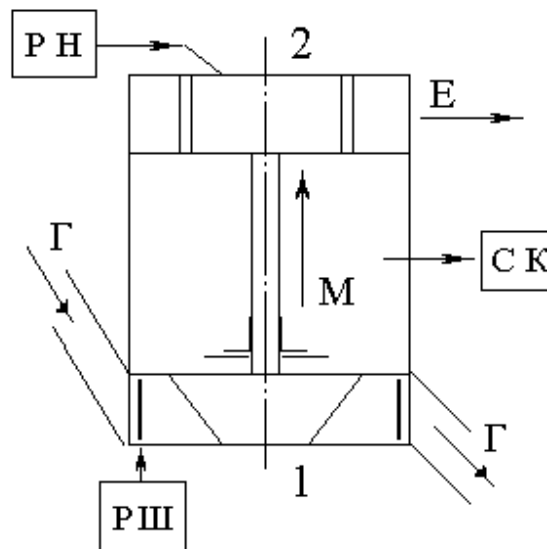


Рис. 3. Узагальнена схема гідроагрегата:

**1 — проточний тракт з гідротурбіною і 2 – гідрогенератор; Γ – гідравлічний тракт;
Е – електричний та М – механічний ланцюги; РН – регулятор напруги; СК – система контролю;
РШ – регулятор швидкості**

- витрати електричної енергії на збудження гідрогенераторів складають 2,40...4,40 %, разом – 3,71 % від обсягів генерованої енергії;
- витрати енергії в режимі синхронної компенсації становлять 2,44 % від обсягів генерації активної енергії за рік;
- власні потреби станції складають 3,14 % від обсягів виданої енергії;
- втрати на шинах відкритого розподільчого пристрою (ВРП) дорівнюють 3,97 %;

Енергозбереження та енергоефективність

- рівень ефективності гідроагрегата за рівних умов суттєво залежить від його навантаження, десь на рівні 50 %, ККД зменшується щонайменше на 22%;
- витрати енергії гідрогенераторами в режимі синхронної компенсації становлять 5 %, що майже вдвічі менше від витрат холостого ходу, які для кожного гідроагрегата ДніпроГЕС рівнозначні генеруванню 7, 2 МВт. год на рік;
- втрати обсягів виданої енергії суттєво збільшуються при відхиленні потужності гідроагрегата від норми більше ніж на 5 %;
- втрати в перехідних режимах, тривалістю до 60 с. переважно пов'язані з проточним трактом;
- характеристики зміни параметрів гідроагрегата – нелінійні, суттєво залежать від його навантаження, ККД, яке знаходиться на рівні 50 % від номінального навантаження зменшується відповідно від 92 % до 70 %;
- витрати холостого ходу складають 10 % від потоку для кожного гідроагрегата ДніпроГЕС;
- витрати первинного джерела енергії – води, мають переважний вплив на ефективність роботи гідроагрегата над втратами перетворювачів;

З аналізу наведених даних випливає, що найбільші втрати енергії припадають на розподільчий пристрій та втрати в колі трансформатор-генератор, що складаються з витрат на самозбудження генератора та втрат у трансформаторі. Загалом витрати складають 5 % від кількості генерованої енергії.

Загальний ККД процесу перетворення визначається як так:

$$\eta = W_{Г} / W_{В},$$

де $W_{Г}$ – енергія генерування; $W_{В}$ – енергія технологічних втрат.

Таким чином, визначений загальний ККД ГЕС в умовах динамічного резервування потужностей системи становить щонайменше 95,12 %.

Слід зазначити, що наведена цифра відображає переважно статичні показники ефективності в роботі гідроенергетичного обладнання, що не повністю відповідає сучасній системній ролі ГЕС – мобільного резерву. Однак існуючі динамічні складові перехідних процесів суттєво знижують ефективність роботи енергетичних перетворювачів ГЕС. Слід зазначити, що число робочих циклів обладнання ГЕС протягом останніх років суттєво зросло й має стійку тенденцію до зростання. Так, гідроагрегати Дніпровської ГЕС за останні роки суттєво збільшили динамічну складову й кількість робочих циклів становить 8000 на рік. Це означає, що час сталої роботи агрегата, для якого визначено й нормовано практично всі робочі характеристики обладнання, неупинно скорочується, а динамічна складова зростає.

При цьому, в динамічному режимі ККД гідравлічної частини гідроагрегата знижується досить вагомо, десь на 25 %. Знижується й ККД гідрогенератора. Як відомо, 1 відсоток втрат первинного перетворювача енергії, яким є гідрогенератор, суттєво вагомий, ніж такий самий на вторинному джерелі, оскільки при цьому втрати не складаються а примножуються. Значну роль у такому процесі відіграє динамічна якість систем керування швидкістю й напругою гідроагрегата, що визначають тривалість й характер перехідного процесу та його втрати.

Ефективність керування енергетичними перетворювачами гідроагрегата визначається енергетичними й інформаційними чинниками. Енергоінформаційні складові енергетичних процесів охоплюють та пронизують їх плин, виконуючи структуруючі й регулюючі функції. Їх можливо визначити як в тілі основного процесу, так і в колах контролю й керування [4]. Взаємодія зазначених складових визначає ефективність керування, рис. 4.

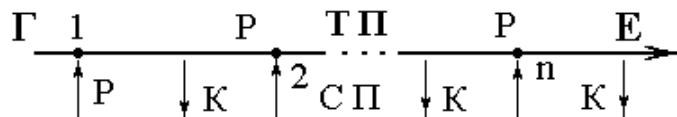


Рис. 4. Схема контролю та керування гідроагрегатом:
Т П – технологічний потік; С П – семантичний інформаційний потік;
К – потік контролю; Р – вплив регулювання

Технологічний потік містить собі інформаційну семантичну складову процесу. Однак її врахування й практичне використання багато в чому залежить від можливостей виділення потрібних компонентів. Рівень виділення теж має відповідні особливості й можливості.

Технологічний процес первинного перетворення енергії гідроагрегатом включає поліпредметні керовані гідромеханічні та електромеханічні процеси. Ефективність такої системи полягає в узгодженні зазначених процесів у статичних та динамічних режимах. Можливе також застосування

гідроелектродинамічного аналізу для визначення ефективності взаємодії основних складових технологічних ланок гідроенергетичного процесу, [5].

Контури контролю та регулювання вирізняються й аналізуються окремо за умов забезпечення потрібних якостей та рівня ефективності енергетичних перетворювачів гідроагрегата.

Висновки

1. Проаналізовано ефективність наскрізного тракту енергетичних перетворень гідроагрегата ГЕС.
2. Визначено, що суттєві втрати припадають на частку проточного тракту та регуляторів, що мають низькі динамічні властивості.
3. Значні втрати припадають на дію систем збудження гідрогенераторів, що мають досить низькі динамічні характеристики.
4. Втрати в перехідних режимах безпосередньо пов'язані з гідроелектродинамікою робочих процесів гідроагрегата.
5. Динамічні складові визначають ефективність роботи гідроагрегатів ГЕС.

Список літератури

1. Клар Дж. Системология. Автоматизация решения системных задач. Пер. с англ. /Под ред. А. И. Горлина. – М.: Радио и связь, 1990. – 544 с.
2. Радченко В. В. Основа поліпредметного підходу в енергетиці /Наук.-техн. збірник „Гірнична електромеханіка та автоматика”// Д.: НГУ - № 96, 2016 р. С. 9 – 13.
3. Пожуев В. И., Радченко В. В. Информационно-энергетическое обеспечение диагностики, контроля и управления в энергетических объектах. Монография.– Запорожье, ЗГИА, 2011. – 182 с.
4. Радченко В. В. Основа матеріально – енергетично – інформаційного підходу до аналізу й побудови електротехнічних систем /Наук.-техн. збірник „Гірнична електромеханіка та автоматика”// Д.: НГУ - № 88, 2012 р. С. 20 – 22.
5. Радченко В. В. Гідроелектродинамічна робоча складова гідроагрегату ГЕС /Наук.-техн. збірник „Гірнична електромеханіка та автоматика”// Д.: НГУ - № 94, 2015 р. С. 111 – 122.

Рекомендовано до друку: докт. техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.

УДК 539.37/38

Ю.В. Савченко

(Україна, Днепропетровск, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ИНИЦИИРОВАНИИ ПЛОСКИХ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВЫСОКОМОДУЛЬНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

***Анотація:** В роботі дана наближена оцінка реалізованим умовам ініціювання плоских та циліндричних поверхонь. Отримані вирази, що встановлюють зв'язок між параметрами плоского і полого циліндричного зарядів ВВ при єдиній умові рівності розвивається імпульсу тиску на поверхні заряду ВР (вибухових речовин) при інших рівних умовах.*

На відміну від раніше виконаних досліджень, які стверджують наявність прямого зв'язку параметрів при ініціюванні плоских і циліндричних поверхонь показано, що при інших рівних умовах енергоємність при ініціюванні циліндричних поверхонь вище ініціювання плоских поверхонь.

***Ключові слова:** вольфрам, кобальт, інструмент, твердий сплав, металокераміка, переробка відходів.*

***Аннотация:** В работе дана приближенная оценка реализуемым условиям инициирования плоских и цилиндрических поверхностей. Получены выражения, устанавливающие связь между параметрами плоского и полого цилиндрического зарядов ВВ (взрывчатых веществ) при единственном условии равенства развиваемого импульса давления на поверхности заряда ВВ при прочих равных условиях.*

В отличие от ранее выполненных исследований, утверждающих наличие прямой связи параметров при инициировании плоских и цилиндрических поверхностей, показано, что при прочих равных условиях энергоёмкость при инициировании цилиндрических поверхностей выше инициирования плоских поверхностей.

Ключевые слова: вольфрам, кобальт, инструмент, твёрдый сплав, металлокерамика, переработка отходов.

Abstract: The article provides approximate evaluation of implemented conditions of flat and cylindrical surfaces initiation. Obtained expressions show correlation between flat and hollow cylindrical surface of ES (exploding substance) charges under the unique condition of developing pressure impulse equity on the surface of the ES (exploding substance) charge.

As opposed to the prior research, which claims direct correlation of parameters in case of flat and cylindrical surfaces initiation, it is established that with other things being equal, power consumption for initiating cylindrical surfaces is higher than the one used for flat surfaces.

Keywords: tungsten, cobalt, tool, hard alloy, metal ceramics, recycling, heterogeneous medium.

Введение. В настоящее время четко определены пути исследований и разработок в области сварки взрывом [1, 2] и использования ударно-волновой обработки, как фактора, стимулирующего процессы разрушения порошковых изделий любой конфигурации, с целью получения высококачественного порошка для дальнейшей формовки, спекания и производства инструмента различного назначения [3]. Твердосплавный порошок предназначен для изготовления инструмента, используемого в металлургии и машиностроении. В настоящее время лом сверхтвердых сплавов экспортируется в Россию, а инструмент полностью закупается украинскими предприятиями по импорту. В Украине имеются производственные мощности по переработке лома и изготовлению из полученных твердосплавных порошков инструмента гарантированного качества. Потребность Украины в твердосплавных порошках оценивается в объеме 600-700 тонн в год.

Многочисленными исследованиями установлено, что реализация критерия сварки взрывом не зависит от вида конструкции. Важно, чтобы физические условия происходящих процессов были адекватны выбранным режимам сварки или измельчения. Если это так, то можно использовать методы расчета технологических параметров сварки плоских поверхностей и затем с учетом коррекции применить их для сварки осесимметричных цилиндрических поверхностей и наоборот.

Цель работы – дать приближенную оценку реализуемых параметров при инициировании плоских и цилиндрических высокомодульных источников энергии.

Основная часть. Первая такая попытка была предпринята для коррекции сварки плоских и цилиндрических поверхностей в работе [4]. В более поздней работе [5] утверждается наличие прямой связи между параметрами сварки плоских и цилиндрических поверхностей.

Известно [6], что выражение для определения давления при действии взрыва можно описать уравнением Беккера-Кистяковского-Вильсона

$$P = \frac{\xi \cdot R \cdot T}{v} \cdot (1 + x \cdot \exp(\Psi \cdot x)) \quad (1)$$

где $x = \frac{S \cdot \sum S_i \cdot \xi_i}{v \cdot (T + \theta) \cdot \eta}$; S_i - коволюмный фактор i -го газообразного продукта взрыва; ξ - число килограмм-молей газов в продуктах взрыва (ПВ); ξ_i - число килограмм-молей i -го продукта; T - температура ПВ; v - удельный объём газов в 1 кг ПВ; η , ψ , S , θ - эмпирические коэффициенты, полученные из сопоставления расчетных и измеренных величин параметров детонации взрывчатых веществ (ВВ); R - газовая постоянная.

На основании вида функциональной зависимости (1) аппроксимируя изменение давления по экспоненциальному закону, зависящему от значения пикового давления P_{max} в продуктах детонации (ПД), характеристического времени взрыва T , а также текущего значения параметра времени

$$P = P_{max} \left[c + \exp\left(-\frac{t^m}{a \cdot T^m}\right) \right] \quad (2)$$

где, a - безразмерный коэффициент, учитывающий форму заряда ВВ; m - эмпирический коэффициент, учитывающий скорость падения давления за фронтом детонационной волны; c - некоторая константа.

Временем нарастания давления P_{max} (это время составляет порядка 10^{-10} с для твердого тела [7]) по сравнению с временем действия ПВ (порядка 10^{-5} с) пренебрегаем [8, 9], отсюда значение коэффициента "с" может быть определено равным нулю. В первом приближении коэффициент "m" можно принять равным единице.

В общем виде значение импульса силы может быть представлено в виде

$$J = F_0 \cdot \int_0^T P dt, \quad (3)$$

где F_0 - площадь, на которую действуют продукты детонации ВВ.

Подставив (2) в (3), интегрируя, имеем

$$J = F_0 \cdot P_{max} \cdot a \cdot T \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{1}{a}\right)\right). \quad (4)$$

Коэффициент "a" определяется с учетом принятого допущения из (4), при этом погрешность составляет порядка 2%:

$$a = \frac{J}{P_{max} \cdot T \cdot F_0}. \quad (5)$$

Значение параметров, входящих в выражение (5) может быть найдено из соотношений (2,4,5,6): импульс силы

$$J = (\alpha \cdot m_{ВВ}) \cdot u_{ВВ}; \quad (6)$$

характеристическое время взрыва

$$T = \frac{\alpha \cdot h}{u_{ВВ}}; \quad (7)$$

скорость разлета ПД

$$u_{ВВ} = \frac{D}{k+1}; \quad (8)$$

плотность газов ПД

$$\rho_{ВВ} = \rho_0 \cdot \frac{k+1}{k}; \quad (9)$$

максимальное давление в ПД

$$P_{max} = \rho_{ВВ} \cdot D \cdot u_{ВВ} = \rho_0 \cdot D^2 \cdot \frac{1}{k}. \quad (10)$$

Здесь $m_{ВВ}$ - общая масса заряда ВВ; D - скорость детонации; h - характерная толщина заряда ВВ; ρ_0 - начальная плотность заряда ВВ; k - показатель адиабаты продуктов детонации; α - коэффициент, определяющий активную часть заряда ВВ. В этом случае значение коэффициента "a" для плоского заряда ВВ из выражения (5) будет иметь вид:

$$a = \frac{k}{k+1}, \quad (11)$$

а уравнение (2) примет вид

$$P_L = \frac{\rho_0 \cdot D^2}{k} \cdot \exp\left(-\frac{(k+1) \cdot D \cdot t}{\alpha' \cdot k \cdot h_L}\right). \quad (12)$$

Здесь и далее штрих относится к параметру плоского заряда ВВ.

Соответственно значения, a и P_R для полого цилиндрического заряда ВВ с толщиной стенки h_L и внутренним радиусом R_B будут

$$a = \frac{\left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B}\right) \cdot k}{(k+1)^2}, \quad (13)$$

$$P_R = \frac{\rho_0 \cdot D^2}{k} \cdot \exp\left(-\frac{(k+1) \cdot D \cdot t}{\alpha \cdot k \cdot \left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B}\right) \cdot h_R}\right). \quad (14)$$

Установим связь между геометрическими параметрами h_R и h_L полого цилиндрического и плоского зарядов ВВ при условии равенства импульса давления за различное характеристическое время действия T^L и T^R их ПД

$$\int_0^{T^L} P_L dt = \int_0^{T^R} P_R dt, \quad (15)$$

Подставив в выражение (15) соотношения (12) и (14), проинтегрировав по времени и приведя подобие членов получим

$$h_L = \frac{\alpha}{\alpha'} \cdot \left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B}\right) \cdot h_R \cdot \frac{\exp\left(-\frac{(k+1)^2}{k \cdot \left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B}\right)}\right) - 1}{\exp\left(-\frac{(k+1)^2}{k}\right) - 1}. \quad (16)$$

Выражение (16) должно удовлетворять следующему предельному соотношению: при стремлении внутреннего радиуса R_B полого цилиндрического заряда ВВ к бесконечности (прямая - это окружность бесконечного радиуса) h_R должна стремиться к толщине h_L плоского заряда. Подставив $R_B = \infty$ в выражении (16) получим, что $\alpha = \alpha'$, следовательно, активные массы плоского и полого цилиндрического зарядов ВВ равны.

Проведя аналогичные преобразования соотношения (5) при условии (15) для полого цилиндрического заряда ВВ толщиной h_R и наружным радиусом R_B , получим следующие значения, a , P_R и зависимость h_L от h_R

$$a = \frac{k}{(k+1)^2} \cdot \frac{2 \cdot R_H - h_R}{2 \cdot (R_H - h_R)}; \quad (17)$$

$$P_R = \frac{\rho_0 \cdot D^2}{k} \cdot \exp\left(-\frac{2 \cdot (k+1) \cdot (R_H - h_R) \cdot D \cdot t}{\alpha \cdot k \cdot (2 \cdot R_H - h_R) \cdot h_R}\right); \quad (18)$$

$$h_L = \frac{\alpha}{\alpha'} \cdot \frac{2 \cdot R_H - h_R}{2 \cdot (R_H - h_R)} \cdot h_R \cdot \frac{\exp\left(-\frac{(k+1)^2}{k \cdot \left(1 - \frac{h_R}{2 \cdot R_H - h_R}\right)}\right) - 1}{\exp\left(-\frac{(k+1)^2}{k}\right) - 1}, \quad (19)$$

где $\alpha = \alpha'$.

Таким образом, полученные выражения (16), или (19) устанавливают связь между параметрами плоского и полого цилиндрического зарядов ВВ при единственном условии равенства развиваемого импульса давления на поверхности заряда ВВ при прочих равных условиях ($\rho_{ВВ}$, D , k , T^L , T^R).

Введём параметр β как отношение скоростей детонации D_L плоского и D_R полого цилиндрического зарядов ВВ $\beta = \frac{D_L}{D_R}$. Тогда скорость разлёта продуктов детонации (8) с поверхности цилиндрического заряда может быть представлена выражением

$$u_{ВВ} = \frac{\beta D_R}{k + 1}. \quad (21)$$

Заменяя выражение (8) на (21) и проводя преобразования аналогичные (6) - (19) получим

$$P_R = \beta^2 \frac{\rho_R D^2}{k_R} \cdot \exp \left(- \frac{(k_R + 1) \beta D t}{\alpha k_R \left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B} \right) h_R} \right); \quad (22)$$

$$P_R = \beta^2 \frac{\rho_R \cdot D^2}{k_R} \cdot \exp \left(- \frac{2\beta(k_R + 1)(R_H - h_R)D_R \cdot t}{\alpha \cdot k_R \cdot (2 \cdot R_H - h_R) \cdot h_R} \right); \quad (23)$$

$$D_L = D_L \frac{\frac{\rho_0}{\rho_R} \frac{k(k_R + 1)}{(k + 1)k_R}}{\left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B} \right) \cdot h_R \cdot \exp \left(- \frac{(k + 1)^2}{k \cdot \left(1 + \frac{h_R}{2 \cdot R_B} \right)} \right) - 1}$$

Выводы

В отличие от ранее выполненных исследований, утверждающих наличие прямой связи параметров при инициировании плоских и цилиндрических поверхностей показано, что при прочих равных условиях энергоёмкость при инициировании цилиндрических поверхностей выше инициирования плоских поверхностей.

Список литературы

1. Крупин А.В., Соловьев В.Я., Шефтель Н.И., Кобелев А.Г. Деформация металлов взрывом. М.: Металлургия, 1975.
2. Захаренко И.Д. Сварка металлов взрывом Мн.: Наука і тэхніка, 1990.
3. Іu. Savchenko, A. Gurenko, O. Naumenko. Cutting-edge industrial technology of mining tool manufacturing - Mining of Mineral Deposits.- Vol 10 (2016), 4, pp. 105-110
4. Власов О.Е. Основы теории действия взрыва, М.: Изд-во ВИА, 1957
5. Б.Д. Цемахович Особенности процесса детонации взрывчатых веществ при сварке взрывом на криволинейных поверхностях//Использование энергии взрыва для производства металлических материалов с новыми свойствами/, Материалы III Международного симпозиума, Марианские Лазни, 1976.
6. Баум Ф.А., Орленко П.П., Станюкович К.П. и др. Физика взрыва, М.: Наука 1975.
7. Дерibas А.А. Физика упрочнения и сварки взрывом. Новосибирск: Наука, 1980.
8. Крупин А.В., Соловьев В.Я., Попов Г.С., Крыстев М.Р. Обработка металлов взрывом. М: Металлургия, 1991.
9. Конон Ю.А., Первухин Л.Б., Чудновский А.Д. Сварка взрывом М: Машиностроение, 1987.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Колосовим Д.Л.

*В.А. Ропай, д-р техн. наук, В.А. Заиченко, ст. наук. сотрудник
(Украина, Днепр, ГВУЗ "Национальный горный университет")*

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ШАХТНЫХ КАНАТОВ

Аннотация. *Описаны проблемы, возникающие в эксплуатации шахтных уравнивающих и подъемных канатов, связанные с увеличением глубин шахт, и намечены пути их решения. Для шахтных уравнивающих канатов решением практически всех проблем является переход на резинотросовые канаты, выпуск которых осуществляет единственный в СНГ завод в объединении Кривбассжелезорудком г. Кривой Рог.*

Экономически целесообразным является перевод подъемных установок на использование резинотросовых подъемных канатов. Опытные работы в этом направлении начаты в Кривбассе (Украина) и в Польше.

Ключевые слова: *проблемы, эксплуатация, резинотросовые канаты.*

Анотація. *Описані проблеми, що виникають в експлуатації шахтних зрівноважувальних і підйомних канатів, пов'язані із збільшенням глибин шахт, і намічені шляхи їх рішення. Для шахтних зрівноважувальних канатів вирішенням практично всіх проблем є перехід на гумо тросові канати, випуск яких здійснює єдиний в СНД завод в об'єднанні Кривбассжелезорудком м. Кривий Ріг.*

Економічно доцільним є використання гумотросових підйомних канатів. Дослідні роботи в цьому напрямі початі в Кривбассе (Україна) і в Польщі.

Ключові слова: *проблеми, експлуатація, гумотросові канати*

Abstract. *Problems, arising up in exploitation of mine balancing and liftings ropes, related to the increase of depths of mines, are described, and the ways of their decision are set. For mine balancing ropes the decision of practically all of problems is passing to the steel-rubber ropes the issue of which is carried out by the factory in the association Krivbasszhelezorudkom.*

Economic rizon is to use of steel-rubber lifting ropes. Experimental works in this direction are begun in Krivbass (Ukraine) and in Poland.

Keywords: *problems, exploitation, steel-rubber ropes*

Основной объем добычи руд черных и цветных металлов осуществляется за счет разработки месторождений, залегающих на больших глубинах. В настоящее время глубины шахт Норильского горно-металлургического комбината (ГМК) достигли отметки 1800 м, на рудных шахтах Кривбасса - 1600 м, на угольных шахтах Донбасса подготовлены к обработке горизонты на глубине 1400-1540 м. Одной из первостепенных задач горнодобывающей промышленности является модернизация существующих, разработка и внедрение новых подъемно-транспортных машин, как основы для повышения производительности труда. Основным элементом шахтных подъемных установок являются подъемные и уравнивающие канаты, надежность и долговечность работы которых определяет надежность и производительность работы подъемных установок. Выбор конструкций канатов обусловлен сложившимися традициями, накопленным опытом их эксплуатации, наличием предложений и возможностей канатных заводов.

В мировой практике с увеличением глубин разработки полезных ископаемых наметился переход от подъемных установок барабанного типа к более экономичным и мощным многоканатным установкам со шкивами трения и уравнивающими канатами. Однако, и многоканатные установки имеют пределы применения. Так в Южно-Африканской Республике при глубинах стволов свыше 2000 м используют 2-хступенчатые подъемные установки. Эти ограничения глубин применения многоканатных установок обуславливается большими удельными давлениями подъемных канатов на футеровку шкивов и недовлетворительной работой уравнивающих канатов, которые, не имеют натяжных устройств и часто переходятся (запутываются) в стволе шахты.

Влияние конструкции подъемного каната на характер напряженно-деформированного состояния его элементов впервые исследовал М.Ф. Глушко. В его работе [1] учитывается совместное растяжение и кручение каната. Показано, что деформации кручения каната возрастает пропорционально квадрату длины отвеса каната. Это приводит к неравномерному нагружению элементов канатов - проволок в каждом поперечном сечении и по длине каната и является главной причиной быстрого разрушения перегруженных элементов и малого срока службы канатов.

Испытания канатов в лабораторных условиях включают испытания отдельных проволок и отрезков канатов на изгиб, растяжение, кручение, в том числе и усталостные, и на истирание наружного слоя

проволок. Таким образом оценивается только качество исходного материала проволок, использованных для изготовления канатов, а не качество конструкции каната. Особенности конструкции каната проявляются в конкретных условиях их эксплуатации.

Отметим, что стандарт на изготовление канатов – ГОСТ 3241-91, которым руководствуются все канатные заводы СНГ, устанавливает единые нормы на параметры свивки прядей и канатов независимо от их дальнейшего назначения и условий эксплуатации.

Остановимся на результатах научных исследований и опыте эксплуатации шахтных канатов, позволяющих сделать некоторые обобщения и наметить перспективы в выборе канатов для глубоких шахт.

1. Уравновешивающие канаты.

В настоящее время в качестве уравновешивающих на шахтных подъемных установках Украины используются круглопрядные одно и двухслойные канаты, плоские металлические и плоские резинокросовые канаты (РТК), всего в навеске находится около 4000 тонн канатов.

Круглые канаты, как самые дешевые, получили наибольшее распространение (от общего числа уравновешивающих канатов их около 70%). Круглые канаты на подъемных установках всех стран мира крепят к подъемным сосудам с помощью вертлюжных прицепных устройств разных конструкций, позволяющих канату раскручиваться при изменении его длины при работе подъемной установки. В нижней зумпфовой части ствола устанавливают разграничительные бревенчатые срубы высотой до 10 м для разделения и предохранения от перехлестывания свободно провисающих петель соседних уравновешивающих канатов. С увеличением глубин подъемов и мощностей многоканатных подъемных установок отчетливо проявились следующие эксплуатационные недостатки круглых металлических уравновешивающих канатов:

1. Малый срок службы (до 2 лет), сравнимый со сроком службы подъемных канатов, и это при нагрузке только собственного веса и более чем 10-кратном запасе прочности.
2. Усиление тенденции к перехлестыванию отвесов канатов с увеличением глубин стволов и длин канатов.
3. Расслоение двух и трехслойных канатов, что наблюдается в первые месяцы эксплуатации канатов и являлось причиной их досрочной замены.
4. При использовании канатов большого погонного веса и диаметра возникают ограничения по ширине петли свободно провисающего каната в зумпфовой части ствола.

При добыче руд отказались от круглых уравновешивающих канатов из-за неудовлетворительной работы вертлюжных прицепных устройств при попадании в них абразивной пыли. Другой причиной была невозможность размещения под подъемным сосудом 4-х и более вертлюжных прицепных устройств, что требовалось для современных мощных 6-и и 8-ми канатных подъемных установок. Таким образом, исторически сформировались две системы уравновешивания подъемных установок: 1) система с круглыми уравновешивающими канатами, включающая канаты разных конструкций, вертлюжные прицепные устройства для крепления канатов к подъемным сосудам и разделительные устройства для свободно провисающих петель канатов в зумпфовой части ствола; 2) системы с плоскими канатами, включающие канаты (металлические или резинокросовые), специальные барабаны под подъемными сосудами для крепления канатов металлическими жимками.

Плоские металлические канаты ГОСТ 3091-80 и ГОСТ 3092-80 выпускал единственный на Украине (и в СНГ) Харьковский канатный завод. Для изготовления канатов использовалась ручная технология сшивки параллельных стренг тонким тросом - ушивальником. Вследствие разного натяжения стренг при изготовлении в эксплуатации появляется "серповидность" каната, интенсивное раскачивание в стволе, быстрое разрушение ушивальника. Из-за низкого качества и работоспособности этих канатов глубину их применения ограничили 700 м. Срок службы таких канатов не превышает 2,5 - 3 лет. Основным недостатком плоских металлических канатов является быстрое истирание цинкового покрытия проволок об ушивальник или металлические заклепки (в канатах производства Венгрии) и дальнейшее интенсивное коррозионное разрушение.

Отметим, что английская фирма "Bridon Ropes" прекратила выпуск плоских металлических канатов как нерентабельных примерно 20 лет назад и перешла на выпуск многослойных малокрутящихся уравновешивающих канатов типа "Superflex".

На ряде шахт Украины (Кривбасс), Беларуси, Казахстана с 1971 г. до 1995 г. по разработке Национальной горной академии Украины (НГАУ) эксплуатировались плоские резинокросовые уравновешивающие канаты (РТК), полученные путем разрезания конвейерной ленты на полосы шириной до 0,5 м, армированные латунированными тросами диаметром до 8,25 мм. Конвейерная лента выпускается АО "Курскрезинотехника" (Россия) отрезками 100÷200 м длиной. Поэтому РТК необходимой навесной длины изготавливали состыкованием отдельных отрезков ленты. Тонкие латунированные тросы быстро ржавеют при нарушении целостности резиновой оболочки. За 20 лет их эксплуатации на 9 шахтах объединения Кривбассруда было зарегистрировано несколько случаев обрыва РТК по указанной причине. Срок службы таких канатов составлял 6-8 лет, если исключить случаи аварии. К недостаткам этих канатов следует отнести:

1. Наличие тонких латунированных армирующих тросов, которые быстро разрушались от коррозии при повреждении резиновой оболочки.

2. Низкое качество изготовления РТК на АО “Курскрезинотехника”, а именно, непараллельность укладки армирующих тросов, отсутствие предварительного натяжения тросов, низкая прочность связи между тросами и резиной.

Остановимся на зарубежных конструкциях уравнивающих РТК. В Польше их выпускает фирма SAG [2]. Это 2, 4, 6-тросовые конструкции с парным числом оцинкованных тросов левой и правой свивки конструкции 7×25 и диаметрами 14, 16, 18, 22 мм. Толщина канатов имеет 2 типоразмера: 29 и 35 мм, ширина получается в зависимости от требуемого погонного веса каната. Канат изготавливается необходимой навесной длины. Выпускаются канаты с массой 1 м от 5,9 до 20,6 кг. Срок службы канатов до 10 лет. Цена - свыше 6 долларов США за кг. В 1990 г 2 два таких каната закуплены и навешены в Кривбассе, 3 каната навешены на шахте Норильского ГМК. Для контроля состояния тросов применяется специальный магнитный дефектоскоп.

Исходя из приведенного анализа опыта эксплуатации уравнивающих канатов в было выделено два направления исследований по научному обоснованию рациональных конструкций и параметров круглых металлических и плоских резинотросовых уравнивающих канатов и разработке нормативной документации для их выпуска и эксплуатации на Украине.

По круглым уравнивающим канатам выполнены теоретические и экспериментальные исследования устойчивости прямолинейной формы отвеса каната как растянутого и скручиваемого стержня, исследованы его продольно-крутильные деформации и колебания при предохранительном торможении, напряженно-деформированное состояние одно и многослойных канатов с учетом специфики нагружения при креплении с помощью вертлюжных прицепных устройств [2]. Результатом этих исследований стали методика расчета предельных длин (глубин применения) круглых канатов по критерию потери устойчивости прямолинейной формы отвесов канатов, т.е. - опасности перехлестывания их в стволе шахты, и обоснование рациональных конструкций и параметров некрутящихся двух и трехслойных канатов с равномерным нагружением всех элементов, а потому максимально долговечных, для работы которых не нужны вертлюжные прицепные устройства.

Выражение для определения предельных глубин подъемов в системах с круглопрядными уравнивающими канатами получено из условия достижения крутящим моментом в нижнем сечении отвеса каната критического значения в виде [2]

$$l_{\text{пр}} = \frac{3,063 \sqrt{(1 - \frac{j_c}{g}) EI_0^2 / m^2 g^2}}{\xi \frac{j_c}{g} k + \frac{d_n f}{2}}, \quad (1)$$

где $l_{\text{пр}}$ – предельная длина каната, м; EI_0 – минимальное значение изгибной жесткости ненапрянутого каната, Нм^2 ; m – линейная масса каната, кг/м ; g – ускорение свободного падения; j_c – замедление подъемного сосуда при торможении, м/с^2 ; d_n – диаметр подшипника вертлюга, м; f – коэффициент трения; ξ – безразмерный коэффициент, равный 0,75 для однослойных канатов и – 0,94 для и для многослойных малокрутящихся канатов соответственно, k – коэффициент раскрутки каната, м.

Таким образом, значение предельных глубин подъема определяются параметрами каната – изгибной жесткостью, коэффициентом раскрутки, линейной массой; параметрами, характеризующими трение в подшипнике прицепного устройства – его диаметром, коэффициентом трения, а также настройкой тормоза подъемной машины – величиной замедления подъемного сосуда при аварийном торможении.

Стремление конструкторов сделать подшипник вертлюга идеальным (без трения) действительно увеличивает предельные глубины их применения, однако при этом возникает другая проблема для всех крутящихся конструкций канатов – усиливается неравномерность нагружения их элементов, возникает нарушение структуры каната в виде его расслоения, выпучивания наружу сердечника. Расчеты показали, что в применяемых в настоящее время двухслойных малокрутящихся канатах ГОСТ 3088-80, ГОСТ 16827-81, ГОСТ 16828-81, имеющих 18 одинаковых прядей (6 - в первом и 12 - во втором слоях), всю нагрузку веса каната несут 6 прядей внутреннего слоя, а наружные 12 прядей испытывают сжатие у прицепных устройств, а поскольку пряди на сжатие не работают, то происходит их отслоение в районе вертлюгов и образование “фонарей”.

Решением сразу двух указанных проблем явилась разработка некрутящихся двухслойных канатов конструкций $18 \times 7(1+6) + 6 \times 19(1+6+6/6) + \text{о.с.}$ и $18 \times 7(1+6) + 6/36(1+7+7/7+14) + \text{о.с.}$ и трехслойных канатов конструкции $16 \times 7(1+6) + 11 \times 7(1+6) + 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$, представленных на рис. 1.

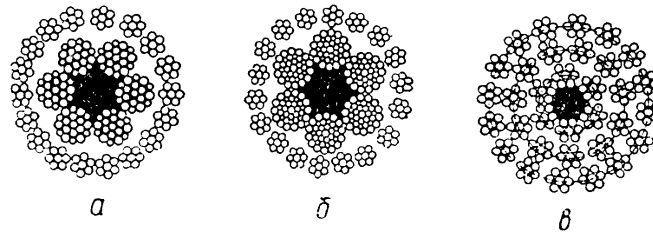


Рис. 1 Предлагаемые конструкции некрутящихся уравновешивающих канатов:
 $a - 18 \times 7(1+6) + 6 \times 19(1+6+6/6) + \text{о.с.}$; $б - 18 \times 7(1+6) + 6 \times 36(1+7+7/7+14) + \text{о.с.}$;
 $в - 16 \times 7(1+6) + 11 \times 7(1+6) + 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$

В качестве базовых были выбраны простые и технологичные в изготовлении пряди с линейным касанием проволок, пряди свиваются с кратностью 9. В указанных двухслойных канатах 1-й слой прядей имеет одностороннюю свивку кратности 6,5, 2-й слой прядей крестовой свивки с кратностью 12. В трехслойном канате 1-й и 2-й слои прядей имеют одностороннюю свивку с кратностью 6,5, а наружный 3-й слой прядей - крестовую свивку с кратностью 11.

Именно такие параметры свивки канатов обеспечивает их некрутимость, при этом отпадает необходимость в вертлюжном прицепном устройстве, все проволоки в поперечном сечении канатов будут нагружены практически одинаково. Расчеты показывают, что долговечность предлагаемых конструкций канатов по сравнению с применяемыми двухслойными канатами (ГОСТ 3088-80 и др.) возрастет почти в 3 раза, при этом улучшаются их эксплуатационные показатели - на порядок (до 1 м) уменьшаются вертикальные перемещения петли каната относительно разграничительных устройств, да и сами разграничительные устройства становятся ненужными, кроме того, отсутствие вертлюгов повышает надежность работы подъемной установки.

На указанные конструкции некрутящихся уравновешивающих канатов НГАУ совместно с АТ "Силур" (Харцизский канатный завод) были разработаны типоразмерные ряды и технические условия на изготовление: ТУ 14-285-180-94, ТУ 14-285-179-94, ТУ 14-285-182-94 "Канаты стальные некрутящиеся уравновешивающие", хранитель оригиналов - АТ "Силур".

Резинотросовые уравновешивающие канаты. В ДВНЗ «НГУ» предложены и научно обоснованы параметры двух конструкций РТК на основе армирующих оцинкованных тросов больших диаметров (15-42 мм): полностью обрезиненные - РТК-1 и частично обрезиненные - РТК-2 (рис. 2). Последние представляют собой соединенные резиновыми элементами параллельные тросы парно-противоположного направления свивки. Канаты РТК-2 не имеют аналогов в других странах. Обоснована конструкция армирующих тросов типа ЛК-Р $6 \times 19(1+6+6/6) + 1 \times 19(1+6+6/6)$, рассчитан типоразмерный ряд тросов, который вошел в ТУ 14-285-159-92.

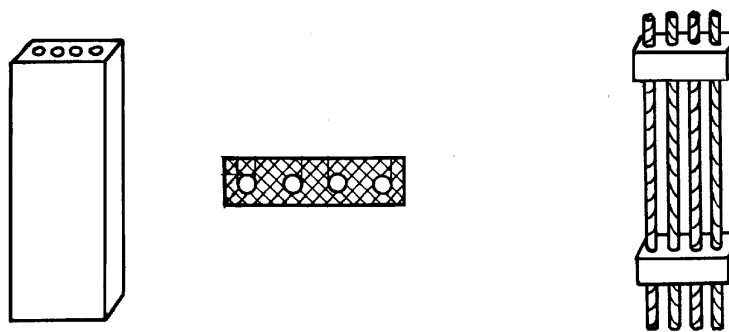


Рис. 2 Резинотросовые канаты РТК-1 и РТК-2

Разработаны математические модели напряженно-деформированного состояния (НДС) целых РТК-1 и РТК-2, НДС РТК-1 с несколькими поврежденными в одном сечении армирующими тросами, исследованы поперечные колебания петли уравновешивающего РТК-2 в ее плоскости, обусловленные контурным движением каната переменной плотности, установлены закономерности усталостного разрушения РТК с учетом НДС при повреждении тросовой основы и данных усталостных испытаний проволок в нормальной и коррозионной средах [2].

Выполненные исследования позволили обосновать параметры и типоразмерные ряды канатов РТК-1 и РТК-2, определить минимальные необходимые запасы их прочности, предельные глубины применения, установить нормы выбраковки, сформулировать правила их эксплуатации.

Процентное содержание резины в РТК-1 составляет 35-65 %, в РТК-2 -5- 7%. Минимально необходимый запас статической прочности РТК равняется 5, 0. При этом предельные длины РТК-2 превышают 3000 м, а прогнозируемый срок службы при глубине 2000 м составляет 10 лет, что почти в 3 раза превышает срок службы плоских металлических канатов. Предельные длины РТК-1 зависят от процентного содержания в них резины и равны 2200 м и 1600 м при содержании резины 35-65 % соответственно. При этом прогнозируемый срок их службы превышает 12 лет.

В 1994 г. впервые в СНГ в Кривбассе на ПО “Кривбассруда” (ныне комбинат Кривбассжелезорудком”, г. Кривой Рог) создано предприятие по выпуску резинотросовых канатов РТК-1 и РТК-2.

С января 1995 г. по июль 1996 г. РТК проходили опытно-промышленные испытания на шахтах Кривбасса на подъемах глубиной от 600 м до 1500 м.

20.06.96 ПО “Кривбассруда” получило разрешение Комитета “Держнаглядохоронпраці” Украины на серийный выпуск и эксплуатацию канатов РТК-1 и РТК-2 на грузовых и грузоподъемных установках. Эксплуатация канатов осуществляется на основе “Инструкции по эксплуатации обрешиваемых уравнивающих канатов в шахтных стволах”, утвержденной указанным Комитетом 08.12.95.

В настоящее время эти канаты успешно применяются на рудных шахтах Кривбасса и ряде угольных шахтах Павлоградского бассейна.

По техническим параметрам канаты РТК-1 превосходят польские канаты фирмы SAG и почти в 2 раза дешевле.

Экономический эффект от изготовления на собственном предприятии и эксплуатации новых уравнивающих канатов типа РТК-1 и РТК-2 только на шахтах ПО “Кривбассруда” (“Кривбассжелезорудком”) (в навеске 1000 т канатов) по сравнению с закупаемыми ранее плоскими металлическими канатами производства Венгрии в ценах 1996 г. составил 10 (десять) млн. долларов США.

Обобщая полученные результаты научных исследований и опытно-промышленной эксплуатации канатов РТК-1 и РТК-2, можно сделать вывод, что в Украине решена задача по разработке надежных систем уравнивания шахтных подъемных установок до глубин подъема до 2000 м [2].

2. Подъемные канаты. На большинстве шахт Донбасса применяют канат ГОСТ 7668-80 двойной (крестовой) свивки конструкции $6 \times 36(1+7+7/7+14)+о.с.$ с органическим сердечником. На многоканатных установках рудных шахт Кривбасса применяют подобные канаты с металлическим сердечником - ГОСТ 7669-80 конструкции $6 \times 36(1+7+7/7+14)+ 7 \times 7(1+6)$. На подъемных установках самых глубоких шахт России- Норильского ГМК эксплуатируют трехгранопядные канаты ГОСТ 3085-80, производства английской фирмы “Bridon Ropes”.

Не располагая данными о сроках службы канатов в России, отметим, что в Кривбассе и Донбассе он составляет в среднем 2 -2,5 года.

Перечислим основные факторы, влияющие на срок службы подъемных канатов: глубина ствола, величины концевых нагрузок, интенсивность работы подъемной установки, соотношение размеров диаметров каната и ведущего шкива трения или барабана подъемной установки, агрессивность шахтной среды, нагрузки, обусловленные настройкой привода и тормозных устройств подъемной машины, качество направляющих в стволе шахты, наличие демпферов колебаний канатов у прицепных устройств, конструктивные особенности канатов.

Для устранения неравномерности нагружения проволок каната необходимо устранить его кручение при осевом натяжении. Этого можно достичь двумя путями: 1)- созданием некрутящейся конструкции каната, или 2)- созданием некрутящегося агрегата из обычных крутящихся стальных армирующих тросов и соединительной матрицы из эластомерного материала, удерживающей тросы от кручения.

Первый путь не устраняет весьма важного недостатка - больших удельных давлений каната на футеровку ведущего шкива подъемной машины при большой глубине ствола. Кроме того, некрутмости каната можно достичь для однослойных канатов уменьшением числа прядей в канате до 3 - 4 или созданием многослойной конструкции из нескольких (3 и более) слоев прядей, свитых в противоположных направлениях. Можно априори утверждать, что такие канаты будут быстро разрушаться (нарушать структурную целостность) при набегании на шкив.

Второй путь более предпочтительный.

Новая конструкция подъемного РТК имеет свои преимущества и недостатки.

Преимущества: 1) - равномерное нагружение всех элементов армирующих тросов, обусловленное ограничением деформаций кручения их в резиновой матрице; 2) - увеличение площади контакта тросов с футеровкой ведущих шкивов, что приведет к уменьшению контактных напряжений и истирания резиновой оболочки РТК и футеровки; 3) - уменьшение диаметра армирующих тросов по сравнению с размерами прежних одиночных канатов уменьшает величины изгибных напряжений в их проволоках.

Недостатки: 1) - увеличивается линейная масса (погонный вес) каната на 30-40% из-за наличия резиновой матрицы 2) - требуется разработка, испытание и внедрение новых конструкций прицепных

устройств для подъемных РТК и незначительные изменения конструкции футеровки ведущего и отклоняющего шкивов.

Работы в этом направлении ведутся в ДВНЗ «НГУ». Расчеты показывают целесообразность использования новых подъемных РТК для глубин подъема до 2000 м. При этом прогнозируемая долговечность РТК составляет 5 лет, что более чем в 2,5 раза больше, чем для стальных канатов применяемых в настоящее время конструкций. Для контроля целостности армирующих тросов могут использоваться магнитные дефектоскопы, применяемые в настоящее время для уравнивающих РТК. На одном из вспомогательных подъемов комбината «Кривбассжелезорудком» в настоящее время переоборудуется подъемная установка на резиновых подъемных канатах. Такая же работа, но с созданием новых шкивов трения меньшего диаметра выполняется в Польше.

Список использованных источников

1. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты./М.Ф. Глушко. – К.: Техніка, 1966.–327 с.
2. Ропай В.А. Шахтные уравнивающие канаты./ В.А. Ропай.– Дніпро, ДВНЗ «НГУ», 2016.–263 с.
Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Колосовим Д.Л.

Відомості про авторів

Азюковський Олександр Олександрович	Канд. техн. наук, професор кафедри "Електропривод", перший проректор Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	36
Бажін Геннадій Михайлович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	3
Барташевський Станіслав Євгенович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Транспортні системи та технології" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	74
Бешта Дмитро Олександрович	Асистент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	16
Білоус Олена Іванівна	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Машинобудування" Дніпровського державного технічного університету, м. Кам'янське, Україна	81
Бобров Олексій Володимирович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	71
Бубліков Андрій Вікторович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Автоматизація і комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	41
Випанасенко Станіслав Іванович	Д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	108
Денищенко Олександр Валерійович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Транспортні системи та технології" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	56
Дідевич Євгенія Олександрівна	Аспірант кафедри кафедри "Електропривод" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	36
Дрешпак Наталія Іванівна,	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Програмне забезпечення комп'ютерних систем" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	108
Єгорченко Ростислав Русланович	Студент, магістр гр. 184м-16-1 Гірничого факультету Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	56
Заїченко Віктор Анатольович	С.н.с. Інституту проектування гірничих підприємств Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	121
Зіборов Кирило Альбертович	Канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри "Основи конструювання механізмів та машин" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	86
Клименко Ірина Юріївна	Асистент кафедри "Управління на транспорті" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	94

Відомості про авторів

Кобилянський Станіслав Васильович	Студент гр. ЕМг-13-1 4-го курсу електротехнічного факультету Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	12
Колб Андрій Антонович	Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Відновлювані джерела енергії" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	8
Колосов Дмитро Леонідович	Д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	99
Куваєв Володимир Миколайович	Д-р техн. наук, професор, г.н.с. кафедри "Програмне забезпечення комп'ютерних систем"; Науково-технічний центр автоматизації технологічних процесів в гірничому і металургійному виробництвах Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	16
Куваєв Микола Володимирович	Аспірант кафедри кафедри "Електропривод" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	60
Ларіонов Микола Григорович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Вища математика" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	55
Литвиненко Костянтин Вікторович	Канд. техн. наук, старший викладач кафедри "Комп'ютерні інформаційні технології" Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, м. Дніпро.	55
Малієнко Андрій Вікторович	Асистент кафедри "Системний аналіз та управління" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	28
Маргітич Віктор Сергійович	Магістр за спеціальністю "Системний аналіз та управління" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	48
Новицький Ігор Валерійович	Д-р техн. наук, професор кафедри "Системний аналіз та управління" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	28
Олішевський Ілля Геннадійович	Студент гр. ЕЕ-13-2 4-го курсу електротехнічного факультету Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	90
Остапчук Олександр Володимирович	Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Відновлювані джерела енергії" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро	20
Пірієнко Станіслав Вікторович	Аспірант кафедри кафедри "Електропривод" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	66
Радченко Виталій Васильович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Гідроенергетика" Запорізької державної інженерної академії	112
Ропай Валерій Андрійович	Д-р техн. наук, професор кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	80; 103; 121

Відомості про авторів

Рухлов Артем Володимирович	Канд. техн. наук, доцент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	3; 12
Савченко Юрій Володимирович	Старший викладач кафедри "Технології гірничого машинобудування" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	116
Слесарев Володимир Вікторович	Д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри "Системний аналіз та управління" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	48
Франчук Всеволод Петрович	Д-р техн. наук, професор кафедри "Гірничі машини та інжиніринг" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро.	86

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ

Принимаются статьи на украинском, русском или любом иностранном языке.

Статья должна быть оформлена с четким выделением структурных частей:

- индекс УДК;
- полный список авторов с указанием в скобках полного названия организации;
- название статьи;
- аннотация на трех языках (русский, украинский, английский);
- ключевые слова на трех языках (русский, украинский, английский);
- основной текст статьи с названиями структурных частей, например: Введение, Постановка задачи, Решение задачи, ..., Выводы; и т.п.
- список использованных источников
- сведения об авторах на украинском языке.

Параметры страницы: формат А4, все поля по 2,5 см; колонтитулы – по 1,6 см.

УДК – шрифт Times New Roman 10 pt, отступ первой строки – нет, межстрочный интервал одинарный; выравнивание – слева

А.А. Иванов, д-р (канд.) техн. наук – шрифт Times New Roman 10 pt, полужирный курсив (Страна, Город, Название организации) – шрифт Times New Roman 10 pt, курсив, отступ первой строки – нет, выравнивание – слева.

**ЗАГЛАВИЕ СТАТЬИ: ШРИФТ TIMES NEW ROMAN 11 PT,
ПОЛУЖИРНЫЙ, ПРОПИСНЫЕ БУКВЫ, ОТСТУП ДО: 1 СТРОКА,
ОТСТУП ПОСЛЕ: 1 СТРОКА, ВЫРАВНИВАНИЕ – ПО ЦЕНТРУ**

Аннотация подается объемом 75-100 слов. Должна структурироваться по логике описания результатов в статье и иметь следующие элементы: цели и задания работы, результаты, их научная новизна, практическое значение. Аннотация не должна повторять название статьи. Аннотация должна быть представлена на **3-х языках** (русский, украинский, английский) по такому образцу: Шрифт Times New Roman 10 pt, курсив, отступ первой строки 0,75 см, выравнивание – по ширине, расстановка переносов автоматическая.

Основной текст статьи должен быть набран в формате файла текстового редактора Microsoft Word: Основной текст: шрифт Times New Roman 10 pt, отступ первой строки – 0,75 см, выравнивание – по ширине. Стил: Обычный. Расстановка переносов автоматическая, ширина зоны переносов слов – 0,5 см.

Основные подзаголовки: шрифт Times New Roman 10 pt, полужирный, строчные буквы, отступ первой строки – нет, выравнивание – слева, до подзаголовка оставлять одну пустую строку.

Второстепенные подзаголовки: шрифт Times New Roman 10 pt, курсив, отступ первой строки – нет, выравнивание – слева, до подзаголовка оставлять одну пустую строку

Таблицы располагать в абзаце со стилем: Обычный. Номер таблицы: стиль Обычный, выравнивание по правому краю. Единицы измерения, желательно в "шапке" таблицы, а не в самой таблице. Таблица должна быть расположена по возможности ближе к первой ссылке на нее.

Таблица 1. шрифт Times New Roman 10 pt,

**Краткий заголовок таблицы: шрифт Times New Roman 9 pt,
полужирный, отступ первой строки – нет, выравнивание – по центру**

Заголовок внутри таблицы (шапка): шрифт Times New Roman 9 pt, полужирный, отступ первой строки – нет, выравнивание – по центру. До и после заголовка отступать строку не надо.	Длина, м
Текст таблицы: шрифт Times New Roman 9 pt, отступ первой строки – нет, выравнивание – по левому краю. До и после текста внутри таблицы отступать строку не надо	250

Формулы: выравнивание – справа. Нумерация формул – в круглых скобках. До и после формул оставлять одну пустую строку. Между формулами оставлять пустую строку **не надо**

$$c^2 = a^2 + b^2 . \quad (1)$$

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ

Требования к формулам:

Размер символов в формулах: Обычный – 10 пт.; Крупный индекс – 8 пт.; Мелкий индекс – 7 пт.; Крупный символ – 12 пт.; Мелкий символ – 8 пт.

Стиль формул: Функция – наклонный; Переменная – наклонный; Скобки – прямые; Цифры – прямые.

Все обозначения – латинскими символами!!! Кириллица в формулах – недопустима!!!

Рисунки. На все рисунки должны иметься ссылки в тексте, пронумерованные арабскими цифрами (1, 2, 3..) в порядке их упоминания в тексте (например: рис. 1, а). Рисунки в тексте располагаются по центру. Надписи на рисунках должны быть выполнены, по возможности, шрифтом размера не менее 10 или 9 pt. Толщина линий на рисунках должна быть не менее 0,75 pt.

Подрисуночная подпись (Рис. 1 Схема...) обязательна: шрифт Times New Roman 9 pt, полужирный отступ первой строки – нет, выравнивание – по центру.

После подрисуночной подписи отступать одну строку.

Рисунки - должны быть **сгруппированы и вставлены в текст**. Фотографии – вставлены в текст статьи как объект. Обтекание – "в тексте". Допускаются цветные изображения.

Ссылки на литературу должны следовать в порядке их появления в тексте, номер ссылки в квадратных скобках должен следовать за каким-либо утверждением, положением или за фамилией автора.

Список использованных источников

(шрифт Times New Roman 9 pt, полужирный, выравнивание по центру, до и после заголовка отступать строку)

Список литературы должен соответствовать ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Выравнивание по левому краю. Нумерация – автоматическая. шрифт Times New Roman 9 pt.

Сведения об авторах:

Сведения об авторах предоставляются отдельным файлом в произвольной форме. **Обязательно** они должны включать в себя полные фамилию, имя и отчество (**на украинском языке**), ученную степень, ученное звание, должность, место работы (в т.ч. название кафедры, отдела), контактные телефоны, *e-mail* (если есть).

Порядок предоставления материала в редколлегию

1. **Условия публикации:** статьи на русском или украинском языках - **50** грн; на иностранном языке – **40** грн. за каждую страницу оформленного, в соответствии с требованиями, текста. Оплата - при сдаче материала в печать.
2. **Объем статьи** от 4 до 10 страниц формата А4. Статья должна быть оформлена в соответствии с вышеуказанными требованиями. **Заполнение последней страницы – не менее 80 %.**
3. Статья должна быть представлена в печатном виде в 1 экземпляре и в электронном виде на любом носителе или по электронной почте по адресу:
shkrabetsF@nmu.org.ua или **gea@nmu.org.ua**
4. Материалы принимаются только при наличии **экспертного заключения, рецензии и заявления на публикацию статьи.**
5. Решение об опубликовании статьи принимает редакционная коллегия.
6. Принятые в печать материалы авторов **НЕ ВОЗВРАЩАЮТСЯ.**
7. В случае несоответствия указанным требованиям, материал статьи к публикации **НЕ ПРИНИМАЮТСЯ.**

Редколлегия сборника "Горная электромеханика и автоматика"

49005, Украина, г. Днепрпетровск, просп. Д. Яворницкого, 19, Национальный горный университет, кафедра "Возобновляемые источники энергии". Сайт: <http://gea.nmu.org.ua>

В научно-техническом сборнике "Горная электромеханика и автоматика" публикуются работы по следующим направлениям: *Электрификация горных работ; электрооборудование горной промышленности; электромеханика; энергосбережение и энергоэффективность, математическое моделирование и автоматизация производственных процессов и проектных работ горной промышленности; контроль технологических процессов; механизация горного производства; горные машины и комплексы; технические приборы обеспечения рудничной аэрологии и охраны труда; научная и производственная реклама.*

REQUIREMENTS TO THE DESIGN OF ARTICLES

The articles should be written in Ukrainian, Russian or any foreign language.

The article should contain the following elements:

- index UDC;
- a full list of authors, the full name of the organization (in brackets);
- article title;
- abstract and keywords in three languages (Russian, Ukrainian, English);
- the main text of the paper with the names of the elements, for example: Introduction, Statement of the Problem, Solution, ..., Conclusions, etc.;
- A list references;
- information about the authors in Ukrainian.

Page specification: format A4, all margins - 2,5 cm; footers –1,6 cm.

UDC (font Times New Roman, left-aligned, 10 pt, indentation of the first line - no, single line spacing)

A.A Ivanov, Doctor of Engineering Sciences (font Times New Roman, left-aligned, bold, italic 10 pt), (Country, City, Name of organization) –font Times New Roman left-aligned, 10 pt, italics, single line spaced.

**TITLE OF AN ARTICLE
(FONT TIMES NEW ROMAN 11 PT, CENTERED, BOLD, CAPITAL LETTERS.,
SPACE BEFORE: 1 LINE, SPACE AFTER 1 LINE)**

The abstract should consist of 75-100 words. It must be structured according to the logics of results description in the ARTICLE and contain the following elements: goals and objectives, results, their scientific novelty, practical significance. The abstract musn`t repeat the title of the article. The abstract should be submitted in 3 languages (Russian, Ukrainian, English), formatting guidelines: font Times New Roman 10 pt, italics, first line indentation 0.75 cm, justification according to width, automatic hyphenation.

The main text of the article should be typed in text editor file format Microsoft Word: Main text: font Times New Roman 10 pt, first line indentation 0.75 cm, justification according to width. Style: Normal. Automatic hyphenation, the width of the hyphenation zone is 0.5 cm.

The main sub-headings: font Times New Roman left-aligned, 10 pt, bold, lower case, indentation of the first line - no, before the subtitle one blank line left.

Secondary headings: font Times New Roman left-aligned, 10 pt, italics, indentation of the first line - no, before the subtitle one line left blank.

Tables should be placed in a paragraph with the following style: Normal. Table number: style is Normal, right-aligned. Measurement units should rather be provided in the heading of the table, than in the table. The table must be located as close as possible to the first reference on it.

Table 1. font Times New Roman 10 pt,
**Summary table headline: font Times New Roman, centered 9 pt,
Bold, indentation of the first line - no**

Title in the table (heading): font Times New Roman, centered 9 pt, bold, indentation of the first line - no Before and after the header line it is not necessary to retreat.	Length, M
The text of the table: font Times New Roman, left aligned 9 pt, indentation of the first line - not. It is not necessary to leave a line before and after hedging.	250

Formula: right aligned. Formulae number - in parentheses. Before and after formulae leave one line blank. In the formulae it is not necessary leave a blank line.

$$c^2 = a^2 + b^2 . \quad (1)$$

Formulae formatting:

The size of the symbols in formulas: Normal – 10 pt.; Large index – 8 pt.; Small index - 7 pt. ; large symbol - 12 pt. ; Small character - 8 pt.

Formula Style: Function - sloping; Variable - sloping; Brackets - straight; The figures - straight.

All designations are in Latin characters !!! Cyrillic is non acceptable in the formulas !!!

Figures. All Figures must have references in the text in Arabic numbers (1, 2, 3..) in order of their appearance in the text (for example: Fig. 1, a). The drawings in the text located as centered. Inscriptions in the figures must be, if possible, in font size not less than 10 or 9 pt. The thickness of the lines in the pictures should not be less than 0,75 pt.

Caption (Fig. 1. Scheme ...) obligatory: font Times New Roman centered 9 pt, bold, indentation of the first line - no. After a caption leave one line blank.

Figures should be grouped together and inserted into the text. Photos are inserted in the text as an object. Wrapping is "in the text". Color images allowed.

References should follow in the order they appear in the text, the reference number in square brackets should follow any statement or position of the author's name.

List of sources used

(font Times New Roman centered 9 pt, bold, before and after heading a blank line left)

References must comply with SSOU(state standards of Ukraine)GOST 7.1:2006. Font Times New Roman, left aligned 9 pt. Numbering - Auto. .

Information about authors:

Information about authors is provided in a separate file in any form. It is obvious that it includes the surname, name and patronymic (in Ukrainian), a degree, academic title, position, affiliation (including name of the department), contact phone numbers, e-mail.

The submission procedure

1. Terms of publication: article in Russian and Ukrainian languages 50 UAH fee; in a foreign language 40 UAH fee per each page issued in accordance with the requirements to the text. Payment is made when submitting material for publication.

2. The articles length is from 4 to 10 A4 pages. Article shall be formatted in accordance to the above mentioned requirements. **Filling of the last page is at least 80 %.**

3. The article must be submitted in printed form in one copy and in electronic form, using any medium or by e-mail, the following address:

shkrabetsF@nmu.org.ua or **gea@nmu.org.ua**

4. Materials will only be accepted if there are an expert statement, review and application for publishing of an article (blank file is available for download on the website <http://gea.nmu.org.ua/> or <http://vde.nmu.org.ua/ua/science/ntz.php> section "Requirements for publication").

5. The decision on the publication of the article is taken by the editorial board.

6. Submitted printed papers are not returned.

7. In the case of non-specified requirements, paper is not accepted for publication.

The editorial board of the book "Mining Electrical and Automation":

State HEI "National Mining University", Department "Renewable energy sources"19, D. Yavornitskiy Ave., Dnipro, Ukraine, 49005. Site: <http://gea.nmu.org.ua>

Fields: electrification of mining operations; mining electrical equipment; electromechanics; math modeling, automation of production processes and mining industry design works; control of technological processes; mechanization of mining production; mining machines and systems; technical devices to ensure the mine aerology, fire safety and occupational safety in the mining industry; issues of energy conservation and efficiency; scientific and industrial advertising.

З М І С Т

Частина I. ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРОУСТАТКУВАННЯ

А.В. Рухлов, Г.М. Бажін. Режимы споживання реактивної енергії системами регульованого електропривода	3
А.А. Колб. Анализ компоновки гибридных фильтров	8
А.В. Рухлов, С.В. Кобилянський. Про нерівномірність графіка електричних навантажень енергосистеми України	12
В.М. Куваєв, Д.О. Бешта. Розробка електрогідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату	16
О.В. Остапчук. Вдосконалення схемних рішень систем електропостачання глибоких шахт	20

ЧАСТИНА II. АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

И.В. Новицкий, А.В. Малиенко. Алгоритм работы имитационной модели системы принятия решений диспетчером угольной шахты	28
О.О. Азюковський, Є.О. Дідевич. Математична модель підземного сталевого трубопровода, що знаходиться під одночасним впливом декількох станцій катодного захисту	36
А.В. Бубликов. Експертна система нечіткого автоматичного керування видобувним комбайном як частина мехатронної системи	41
В.В. Слесарев, В.С. Маргитич. Разработка оперативных планов ликвидации шахтных аварий на базе прецедентного похода	48
К.В. Литвиненко, Н.Г. Ларионов. Информационно-статистический подход к оценке количества запасных узлов для организации аварийного ремонта погрузочно-транспортного оборудования карьера с учетом риска	55

ЧАСТИНА III. ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

М.В. Куваєв. Вибір конструкції електричної машини з поперечним полем для використання в приводі нового сервопреса	60
С.В. Пірієнко. Математична модель трансмісії електромобіля для визначення енергетичних витрат	66
А.В. Бобров. Параметры модели электромеханической системы "электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть"	71
С.Е. Баргашевский, А.В. Денищенко, Р.Р. Егорченко. Развитие шахтного локомотивного транспорта	74
В.А. Ропай. Дифференциальные уравнения продольно-крутильно-поперечных колебаний отвеса круглого уравнивающего каната	80
В.П. Франчук, К.А. Зиборов, М.А. Гаврилова. Выбор формы поверхности приводного барабана ленточного конвейера	86
І.Ю. Клименко. Дослідження параметрів гідрооб'ємно-механічної трансмісії у випадку диференціала на виході при гальмуванні шахтного дизелевоза	94
Д.Л. Колосов, О.І. Білоус. Напружено-деформований стан гумотросового каната трубчастої форми з ушкодженим тросом замка	99
V.A. Ropay. Investigation of oscillations of loop of flat balance rope at contour motion	103

ЧАСТИНА IV. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ

Natalia S. Dreshpak, Stanislav I. Vypanasenko, Ilya G. Olishevsky. Algorithm for forecasting energy efficiency of steel production.	108
В.В. Радченко. Поліпредметний аналіз ефективності гідроагрегата ГЕС.	112
Ю.В. Савченко. Моделирование параметров при иницировании плоских и цилиндрических высокоомодульных источников энергии.	116
В.А. Ропай, В.А. Заиченко. Перспективные конструкции шахтных канатов.	121
Відомості про авторів	127
Вимоги до оформлення статей	130

Науково-технічний збірник
Гірнича електромеханіка та автоматика

Випуск 97

Технічний редактор
Л.О. Чуїщева

Підписано до друку 18.12.2016. Формат 30x42/2. Папір Captain.
Ризографія. Ум. друк. арк. 9,8. Обл.-вид. арк. 9,8.
Тираж 300 прим. Зам. №

ISSN 0201-7814

Надруковано з готових оригінал-макетів
у редакційно-видавничому відділі
Державного ВНЗ "Національний гірничий університет"

49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19.