

**ГІРНИЧА
ЕЛЕКТРО-
МЕХАНІКА
та АВТОМАТИКА**

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ
ЗБІРНИК**

Заснований у 1965 р.

98

**Дніпро
2017**

Засновник – Національний гірничий університет

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

(протокол № 11 від 26 червня 2017 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", 2017

ЕЛЕКТРОПОСТАЧАННЯ ТА ЕЛЕКТРОУСТАТКУВАННЯ

УДК 621.365

И.В. Жежеленко, д-р. техн. наук

(Украина, г. Мариуполь, Государственное высшее учебное заведение «Приазовский технический университет»)

Ю.А. Папаика, А.Г. Лысенко, канд. техн. наук

(Украина, г. Днепро, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»)

ОЦЕНОЧНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ЭКВИВАЛЕНТА РЕАКТИВНОЙ МОЩНОСТИ

Анотація. У запропонованій роботі обґрунтовано застосування методу відносних приростів для аналізу і використання на практиці відомого параметра «економічний еквівалент реактивної потужності»; представлений як приріст втрат активної потужності в усій мережі при збільшенні реактивної потужності у вузлі мережі (т. е. ЦП, ГПП, РП і ін.).

Отримано придатні для практичних цілей розрахункові вирази економічного еквівалента реактивної потужності з використанням частинних похідних активної і реактивної потужності, а також напруги мережі. Аналіз цих виразів дозволяє скористатися запропонованими в статті оціночними значеннями параметрів і підтвердити коректність такого підходу, зокрема, для оцінки значення ЕЕРМ з урахуванням генерування реактивної потужності повітряної лінії.

Виконаний аналіз використання ЕЕРМ для оптимізації складу обладнання трансформаторних підстанцій, а також регулювання напруги підтвердив коректність відповідних підходів.

Ключові слова: реактивна потужність, напруга мережі, повітряна лінія

Аннотация. В предлагаемой работе обосновано применение метода относительных приростов для анализа и использования на практике известного параметра «экономический эквивалент реактивной мощности»; представленный как приращение потерь активной мощности во всей сети при увеличении реактивной мощности в узле сети (т. е. ЦП, ГПП, РП и др.).

Получены пригодные для практических целей расчетные выражения экономического эквивалента реактивной мощности с использованием частных производных активной и реактивной мощности, а также напряжения сети. Анализ этих выражений позволяет воспользоваться предложенными в статье оценочными значениями параметров и подтвердить корректность такого подхода, в частности, для оценки значения ЭЕРМ с учетом генерирования реактивной мощности воздушной линии.

Выполненный анализ использования ЭЕРМ для оптимизации состава оборудования трансформаторных подстанций, а также регулирования напряжения подтвердил корректность соответствующих подходов.

Ключевые слова: реактивная мощность, напряжение сети, воздушная линия

Abstract. In the proposed work, the application of the method of relative increments for the analysis and use in practice of the known parameter "economic equivalent of reactive power" is justified; Presented as increment of active power losses in the whole network with increasing reactive power in the network node (i.e., CPU, GPS, DS, etc.).

The calculated expressions of the economic equivalent of reactive power using partial derivatives of active and reactive power as well as network voltages are obtained for practical purposes. The analysis of these expressions allows using the estimated values of the parameters proposed in the article and confirming the correctness of this approach, in particular, for estimating the EERP value taking into account the generation of reactive power of an overhead line.

The performed analysis of the use of EERP to optimize the composition of equipment of transformer substations, as well as voltage regulation, confirmed the correctness of the corresponding approaches.

Keywords: reactive power, mains voltage, overhead line.

Постановка проблемы и ее связь с прикладными задачами

Применение метода относительных (или удельных) приростов мощностей (потерь, расходных материалов, температур нагрева, других параметров и характеристик физических процессов) в зависимости от малого (или единичного значения другого, влияющего и функционально связанного с ним параметра)

внедрен в практику расчета СЭС в 20 – 30-е годы минувшего века. Обозначая значение исследуемого (изучаемого) параметра через K_d и представляя исследуемые параметры в виде изменений, например, потребляемой мощности W в зависимости от расхода энергии электростанций, с помощью частных производных запишем

$$K_d = \frac{d(\Delta W)}{dE_{st}} \quad (1)$$

В частности, значение дополнительных потерь активной мощности ΔP_Q при изменении реактивной мощности узла сети ΔQ по приведенной выше формуле определяет экономический эквивалент реактивной мощности, обозначаемый K_E .

$$K_E = \frac{d(\Delta P)}{dQ}. \quad (2)$$

Потери активной мощности ΔP , как известно, выражаются формулой

$$\Delta P = \frac{P^2}{U^2} R + \frac{Q^2}{U^2} R = \Delta P_R + \Delta P_Q, \quad (3)$$

где ΔP_R – потери активной мощности, обусловленные протеканием активной мощности; ΔP_Q – потери активной мощности, вызванные протеканием реактивной мощности.

Мера потерь, связанных с протеканием реактивной мощности, согласно (1) и (3), определяет K_E по выражению

$$K_E = \frac{2QR}{U^2}, \quad (4)$$

где Q – значение перетока реактивной мощности; R – активное сопротивление сети.

Значение K_E для узлов систем электроснабжения, как правило, находятся в пределах 0,01 – 0,15 [4].

Физический смысл понятия экономический эквивалент реактивной мощности (ЭЭРМ) – это приращение потерь активной мощности во всей сети при увеличении реактивной мощности в узле сети (например, на шинах ЦП, РП, подстанциях, электростанциях и т. п.).

Получить точное выражение удельных приростов потерь вряд ли возможно в силу многофакторных значений параметров и режимов электрических сетей, а также их изменений во времени. Поэтому пользуются приближенными выражениями с учетом положения, отмеченного В.А. Вениковым, что даже при значительных отклонениях активной и реактивной мощности соответствующие параметры в узлах сети остаются неизменными. Изменения реактивной мощности в узле происходят аналогично изменениям, происходящим в других узлах сети [2].

Результаты исследований

Для получения расчетных выражений для K_E , приемлемых для практических целей, важно оценить значение K_E с учетом уровня напряжения в сети, т. е. найти функцию

$$K_E = \frac{2QR}{U^2} + \Delta K_E(U), \quad (5)$$

где $\Delta K_E(U)$ – составляющая K_E , зависящая от напряжения сети, определяется частными производными

$$\Delta K_E(U) = \frac{\partial P}{\partial U} \cdot \frac{\partial U}{\partial Q}. \quad (6)$$

Приведенное выражение является приближенным, ибо при строгом подходе следовало бы отразить взаимные зависимости всех переменных, входящих в выражение (6).

Ниже представлено решение, согласно которому получается выражение для ΔK_E . Порядок выполнения преобразований:

$$\Delta P = \frac{P^2 + Q^2}{U^2} R; \quad \frac{\partial \Delta P}{\partial u} = -2 \frac{P^2 + Q^2}{U^3} R.$$

Здесь ΔP – потери активной мощности; R – активное сопротивление сети.

$$\Delta U = \frac{PR + QX}{U^2}; \quad \frac{\partial U}{\partial Q} = \frac{X}{U},$$

где ΔU – потеря напряжения; X – реактивное сопротивление сети.

$$\Delta K_E = -2 \frac{P^2 + Q^2}{U^3} R \cdot \frac{X}{U} = 2 \frac{P^2 + Q^2}{U^4} RX = \frac{2\Delta P}{U^2} X = \frac{2\Delta P}{P \operatorname{tg} \varphi} = \frac{2\Delta P_*}{\operatorname{tg} \varphi}. \quad (7)$$

В сумме согласно выражениям (4) и (5) получается

$$\Delta K_E = 2 \frac{QR}{U^2} + 2 \frac{P^2 + Q^2}{U^4} RX = 2K_Q + \frac{2\Delta P_*}{\operatorname{tg} \varphi}, \quad (8)$$

где $K_Q = \frac{R}{X}$ – добротность сети.

В качестве примера найдем значение K_E согласно уравнению (8) для сети 110 кВ при $Q = 20$ МВар, $P = 50$ МВт, $R = 12,45$ Ом, $X = 20$ Ом.

$$D = \frac{2 \cdot 20}{110^2} + \frac{2(50^2 + 20^2)}{110^4} \cdot 12,45 \cdot 20 \approx 0,05.$$

В приведенном расчете не учтена генерация реактивной мощности Q_c , обусловленная ВЛ 110 кВ. Учтем величину Q_c , воспользовавшись П-образной схемой замещения ВЛ:

По справочнику [4] для линии 110 кВ длиной 50 км находим $Y = 134,5 \cdot 10^{-6}$ Сим.

Значение $Q_c = U^2 Y = 110^2 \cdot 134,5 \cdot 10^{-6} = 1,62$ МВар.

Коэффициент D_c , учитывающий емкостную генерацию ВЛ 110 кВ:

$$D_c = -2Q_c RX / UY = \frac{2 \cdot 1,62 \cdot 12,45 \cdot 12,15}{110^2} \approx 34 \cdot 10^{-5}.$$

Очевидно, что значение емкостной генерации невелико, поэтому составляющую D_c в дальнейшем учитывать не нужно [1].

Оценочные методы определения экономического эквивалента

Оценочное значение ΔK_E может быть легко найдено, если воспользоваться типичными статистическими характеристиками потребителей, согласно которым повышение напряжения на 1 % приводит к возрастанию активной нагрузки потребителей на 1 %, реактивной – на 2 %:

$$\frac{\partial P}{\partial U} = \frac{P}{U} \left(\text{или} \frac{\Delta P}{U} \right); \quad \frac{\partial Q}{\partial U} = 2 \frac{Q}{U};$$

при этом в относительных единицах $U = 1$.

Найдем значение $\Delta K_E(U)$:

$$\Delta K_E(U) = \frac{\Delta P}{U} \cdot \frac{U}{Q} = \frac{\Delta P}{P \operatorname{tg} \varphi} = 2 \frac{\Delta P_s}{\operatorname{tg} \varphi},$$

т. е. значение ΔK_E то же, что и согласно выражению (8).

Оценочное значение K_E получается при учете известного факта о преобладании сопротивления трансформаторов в значении (величине) общего сопротивления СЭС. С учетом этого значения ΣP сети и $\Sigma Q_{\text{ст}}$ пропорциональны и, соответственно $K_E = K_{\text{add}} \operatorname{tg} \varphi$. Здесь K_{add} – прирост потерь активной мощности при изменении активной нагрузки,

Из выражения (4) можно установить, что значение

$$K_E = 0.$$

имеет место не при нулевом значении реактивной мощности ($Q_0 \neq 0$). Для оценки значения Q_0 следует решить уравнение (8); для упрощения преобразовываем оба члена уравнения (8) сократив на $\frac{2R}{U^2}$ и найдем корни полученного квадратного уравнения

$$Q_0 + \frac{P^2 + Q_0^2}{U^2} X = 0 \text{ или}$$

$$Q_0^2 X + Q_0 U^2 + P^2 X = 0.$$

Решение этого уравнения

$$Q_0 = \frac{-U^2 \pm \sqrt{U^4 - 4P^2 X^2}}{2X}. \quad (9)$$

Очевидно, справедлив знак «плюс» перед корнем.

Пример: передается мощность $P = 30$ МВт по линии 110 кВ длиной 50 км ($X = 0,4 \cdot 50 = 20$ Ом). Искомое значение

$$Q_0 = \frac{-110^2 + \sqrt{110^4 - 4 \cdot 30^2 \cdot 20^2}}{2 \cdot 20} \approx -1,5 \text{ Мвар}.$$

Интерпретация этого факта (т. е. $Q_0 < 1$) приведена в [1], согласно этому источнику, значение $Q_0 < 0$ свидетельствует об избытке реактивной мощности, поступающей от источника.

Экономический эквивалент реактивной мощности в оптимизационных расчетах

Целью расчетов является выбор числа и мощности работающих трансформаторов на подстанции. Как известно, потери мощности в трансформаторах разделяются на постоянные ΔP_C , не зависящие от нагрузки, и переменные ΔP_U , зависящие от квадрата нагрузки:

$$\Delta P_C = \frac{\Delta P_0}{S_T} 100 + I_0 K_E, \quad (10)$$

$$\Delta P_U = \frac{\Delta P_k}{S_T} 100 + U_k K_E \quad (11)$$

где U_k и I_0 – напряжение короткого замыкания и ток холостого хода; ΔP_0 и ΔP_k – потери активной мощности холостого хода и короткого замыкания.

Для трансформаторов 100 – 1200 кВ·А, применяемых на подстанциях промпредприятий, могут использоваться усредненные значения параметров, указанных выше (погрешность не более $\pm 10\%$).

В относительных единицах

$$U_k = 5\% ; I_0 = 2\% ; \Delta P_0 = 0,3\% ; \Delta P_s = 1,5\% [3, 5].$$

Примем $K_E = 0,15$.

В нашем примере $\Delta P_C = 0,3 + 2 \cdot 0,15 = 0,6\%$; $\Delta P_U = 1,5 + 5 \cdot 0,15 = 2,25\%$.

Расчеты с использованием паспортных (каталожных) данных показали результаты $\Delta P_C = 0,63\%$; $\Delta P_U = 2,34\%$. Погрешность не превышает 4%.

Отметим корректность оценочных расчетов с использованием K_E для решения режимных вопросов на трансформаторных подстанциях.

Согласно методическим документам, принятым в странах ЕС, энергосистема задает потребителям целесообразные значения реактивной мощности, потребляемой из энергосистемы во время максимальной Q_{max} и минимальной Q_{min} нагрузок. Для задания соответствующих значений Q_{max} (Q_{min}) используется способ сопоставления значений коэффициентов K_E и $K_{P,Q}$; значение коэффициента $K_{P,Q}$ характеризует изменение активной нагрузки в узле сети (например, в ЦП и т. п.) при единичном изменении реактивной мощности, т. е. $K_{P,Q} = \frac{\partial P}{\partial Q}$ или, оценочное значение

$$K_{P,Q} = \frac{P}{Q} = \frac{\Delta P_*}{\text{tg } \varphi}. \quad (12)$$

Так, при $K_E > K_{P,Q}$ рекомендуется компенсация реактивной мощности в максимальной мере с учетом допустимого уровня напряжения, при $K_E < K_{P,Q}$ рекомендуется отключение источника реактивной мощности с учетом допустимого минимального значения напряжения.

Обычно значения K_E и $K_{P,Q}$ отличаются не более, чем на порядок.

Значение ЭЭРМ используется при использовании «Методики вычисления платы за перетекание реактивной электроэнергии», утвержденной 17.01.02.

Выводы

1. Физический смысл понятия «Реактивная мощность» позволяет использовать его на практике на основе теории синусоидального переменного тока.
2. Выражения, полученные в статье, позволяют определить расчетные параметры как теоретически строго, так и на основе оценочных методов, представленных в статье.
3. Представленные в статье примеры использования экономического эквивалента реактивной мощности для целей электротехнической практики, выполненные с использованием оценочных значений, входящих в соответствующие выражения параметров, подтверждают корректность выбранных оценочных значений.

Список использованных источников

1. Железко Ю.С. Потери электроэнергии. Реактивная мощность. Качество электроэнергии. Руководство для практических расчетов / Ю.С. Железко. – М.: ЭНАС, 2009. – 456 с.
2. Синьков В.М. Оптимизация режимов энергетических систем / В.М. Синьков, А.В. Богословский, Я.А. Калиновский [и др.]; Под ред. проф. В.М. Синькова. – Киев: Вища школа, 1973. – 278 с.
3. Банін Д.Б. Економічні еквіваленти реактивної потужності. Математичний та чисельний аналіз / Д.Б. Банін, О.С. Яндульський, М.Д. Банін, А.М. Боднар, А.В. Гнатівський // Промелектро. – 2004. – № 1. – С. 22–33.
4. Маркушевич Н.С. Регулирование напряжения и экономия электроэнергии / Н.С. Маркушевич. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 104 с.
5. Pivnyak G.G. Transients in Electric Power Supply Systems: textbook for students of higher educational institutions / G.G. Pivnyak, I.V. Zhezhelienko, Y.A. Papaika; under the editorship of Academician of National Academy of Sciences of Ukraine Professor G.G. Pivnyak. – Switzerland: TTP. – 2016 – 382 p.p.

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

П. Ю. Красовский, канд. техн. наук

(Украина, г. Днепр, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УТОЧНЕНИЮ ПОТЕРЬ ХОЛОСТОГО ХОДА В СИЛОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРАХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ

Анотація. В статті розроблені та представлені рекомендації з уточнення розрахунку втрат потужності холостого ходу в силових трансформаторах розподільних мереж, які враховують динаміку зміни магнітних властивостей осердь трансформаторів у залежності від терміну та умов експлуатації, а також ремонти трансформаторів з розбиранням магнітопроводів, що дозволить підвищити точність розрахунку нормативних втрат в силових трансформаторах і визначити найбільш достовірну структуру втрат в електричних мережах, що лежить в основі заходів з енергозбереження.

Ключові слова: втрати холостого ходу, силовий трансформатор, динаміка зміни втрат, методика розрахунку нормативних втрат, тривалий термін експлуатації.

Аннотация. В статье разработаны и представлены рекомендации по уточнению расчета потерь мощности холостого хода в силовых трансформаторах распределительных сетей, которые учитывают динамику изменения магнитных свойств сердечников трансформаторов в зависимости от срока и условий эксплуатации, а также ремонты трансформаторов с разборкой магнитопроводов, что позволит повысить точность расчета нормативных потерь в силовых трансформаторах и определить наиболее достоверную структуру потерь в электрических сетях, лежащую в основе мероприятий по энергосбережению.

Ключевые слова: потери холостого хода, силовой трансформатор, динамика изменения потерь, методика расчета нормативных потерь, длительный срок эксплуатации.

Abstract. Developed and released recommendations to clarify the calculation of no-load power losses in power transformers of distribution networks, which take into account the changing dynamics of magnetic properties in transformer cores, depending on the operation term and conditions, and repairs of power transformers with disassembly of cores that will improve the accuracy of normative losses calculation in power transformers and determine the most accurate structure of losses in electric networks, that underlying energy saving measures.

Keywords: no-load loss, power transformer, changing dynamics of loss, method of normative losses calculation, long operation term.

Постановка задачи

Технические потери электроэнергии при ее транспортировке в распределительных сетях являются основой норматива, определяющего экономически обоснованный технологический расход электроэнергии. В городских (распределительных) электрических сетях значительной составляющей потерь электроэнергии (до 30 %) являются потери холостого хода трансформаторов ΔP_x [1]. Снижение коэффициентов загрузки трансформаторов вследствие перераспределения электроэнергии увеличивает долю потерь холостого хода в суммарных потерях в трансформаторах. При расчетах баланса энергии потери ΔP_x в трансформаторах принимаются равными паспортному значению $\Delta P_{x,пасп}$. На практике паспортное значение $\Delta P_{x,пасп}$ не всегда соответствует реальным потерям в трансформаторе [2] и для разных трансформаторов различие может быть значительным. Неточное задание ΔP_x приводит к существенной ошибке в расчетах отпуска электроэнергии. Можно утверждать, что потери электрической энергии в силовых трансформаторах изменяются во времени и динамика этих изменений зависит как минимум от срока и условий эксплуатации, а также от видов и количества повреждений трансформаторов и качества их ремонта [1-3].

Цель статьи

На основании результатов [1, 2] представить разработанные рекомендации по уточнению потерь холостого хода в силовых трансформаторах распределительных сетей.

Изложение основного материала

Для получения и оценки общей картины изменения в процессе эксплуатации потерь холостого хода в силовых трансформаторах различных классов напряжений рассмотрены и оценены математические модели изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов с первичным напряжением 10(6), 35, 110 и 150 кВ. Из-за различия в конструктивных особенностях силовых трансформаторов различных ступеней напряжения и условиях их эксплуатации зависимости величин потерь в магнитопроводе от срока эксплуатации будут различными.

Согласно исследованиям [4-6] статистический анализ распределительных сетей 10(6) кВ показал существенное возрастание потерь холостого хода трансформаторов с течением срока службы. При этом для трансформаторов со сроком службы до 20 лет допустимо принимать, с погрешностью до 8 %, потери холостого хода равными паспортным. Для трансформаторов со сроком службы более 20 лет потери холостого хода возрастают в среднем с интенсивностью 1,75 % в год. На основании упомянутых выше исследований получим уточненные потери мощности в магнитопроводах длительно эксплуатирующихся трансформаторов напряжением 10(6) кВ

$$\Delta P_{x.10(6)} = \Delta P_{x.пасп.} \cdot \left(1 + \frac{T_{эi}^{1,0935} - 25,32}{100} \right). \quad (1)$$

Другой причиной увеличения потерь мощности в магнитопроводах длительно эксплуатирующихся трансформаторов напряжением 10(6) кВ, согласно исследованиям [7, 8] является капитальный ремонт трансформатора с расшивкой магнитопровода, необходимость проведения которого вызывается повреждением обмоток, магнитной системы или износом их изоляции [9]. На основании полученной математической модели, характеризующей изменение потерь мощности в магнитопроводах трансформаторов 10(6)/0,4 кВ мощностью до 630 кВА после проведения капитального ремонта, уточним потери мощности холостого хода

$$\Delta P_{x.рем.10(6)} = \Delta P_{x.пасп.} \cdot \left(1 + \frac{82,2 \cdot S_{ТН}^{-0,19}}{100} \right), \quad (2)$$

где $S_{ТН}$ – номинальная мощность трансформатора, кВА.

Из формул (1) и (2) получим уточненные потери мощности в магнитопроводе для силовых трансформаторов 10(6)/0,4 кВ мощностью до 630 кВА после проведения капитального ремонта и с учетом срока эксплуатации

$$\Delta P_{x.э.рем.} = \Delta P_{x.пасп.} \cdot \left(1 + \frac{T_{эi}^{1,0935} - 25,32 + 82,2 \cdot S_{ТН}^{-0,19}}{100} \right) \quad (3)$$

или в относительных единицах

$$\Delta P_{*x.э.рем.} = \frac{\Delta P_{x.э.рем.}}{\Delta P_{x.пасп.}} = 1 + \frac{T_{эi}^{1,0935} - 25,32 + 82,2 \cdot S_{ТН}^{-0,19}}{100}. \quad (4)$$

На рис. 1 показаны зависимости для корректировки паспортных потерь мощности в магнитопроводе для силовых трансформаторов 10(6)/0,4 кВ мощностью до 630 кВА без проведения капитального ремонта (кривые 1, 2) и после проведения капитального ремонта (кривые 4, 5) с учетом срока эксплуатации в относительных единицах.

Кривые 1 и 2 являются одной зависимостью отличающиеся только интервалом срока эксплуатации согласно вышеприведенным рекомендациям, согласно которым при $T_3 \geq 20$ лет следует пользоваться формулой (2) (кривая 1), иначе в расчетах используются паспортные данные (кривая 3). Кривые 4 и 5 характеризуют зависимости для корректировки паспортных потерь с учетом проведения капитального ремонта для крайних значений номинальной мощности исследуемых трансформаторов – 630 и 20 кВА соответственно. Другими словами, после капитального ремонта точка, находящаяся на кривой 1 или 3 (в

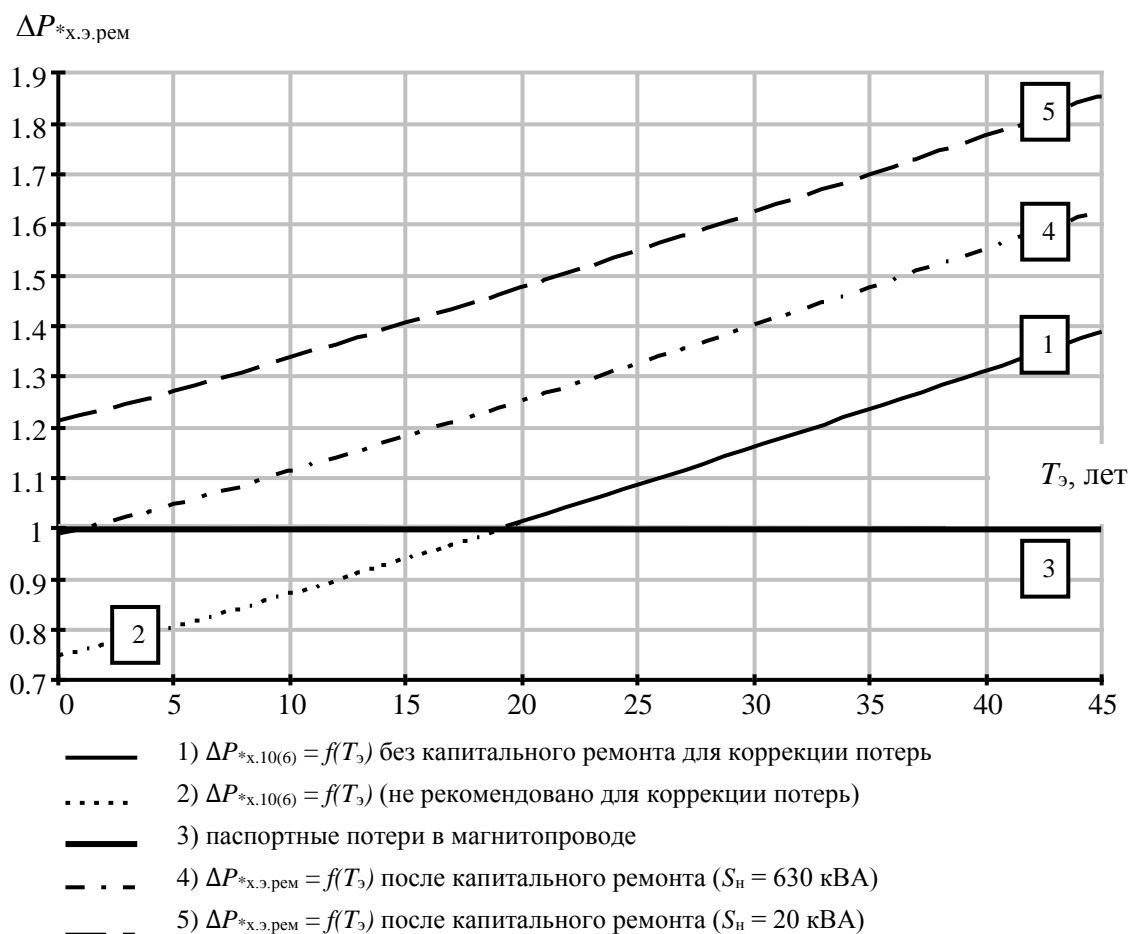


Рис. 1. Характер изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов 10(6) кВ в процессе эксплуатации

зависимости от значения $T_э$) смещается вертикально и, в зависимости от значения $S_{тн}$, попадает в зону, которая ограничена кривыми 4 и 5, и в дальнейшем перемещается вдоль кривой, рассчитанной по формуле (4).

Для силовых трансформаторов напряжением 35 и 110 кВ уточненные потери мощности холостого хода получим на базе разработанных однофакторных регрессионных математических моделей изменения потерь мощности в магнитопроводах в процессе эксплуатации [10]

$$\Delta P_{x.35} = \Delta P_{x.пасп.} \cdot \left(1 + \frac{0,66 \cdot T_{эi}^{1,12}}{100} \right), \quad (5)$$

$$\Delta P_{x.110} = \Delta P_{x.пасп.} \cdot \left(1 + \frac{1,07 \cdot T_{эi}^{1,02}}{100} \right). \quad (6)$$

Скорректированные паспортные потери мощности в магнитопроводах длительно эксплуатирующихся трансформаторов напряжением 35 и 110 кВ в относительных единицах:

$$\Delta P_{*x.35} = \frac{\Delta P_{x.35}}{\Delta P_{x.пасп.}} = 1 + \frac{0,66 \cdot T_{эi}^{1,12}}{100}, \quad (7)$$

$$\Delta P_{*x.110} = \frac{\Delta P_{x.110}}{\Delta P_{x.пасп.}} = \left(1 + \frac{1,07 \cdot T_{эi}^{1,02}}{100} \right). \quad (8)$$

На рис. 2 изображен характер изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов 35 и 110 кВ в процессе эксплуатации в относительных единицах.

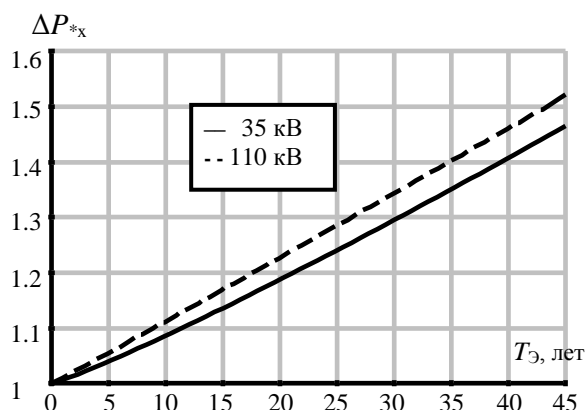


Рис. 2. Характер изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов 35 и 110 кВ в процессе эксплуатации.

Для силовых трансформаторов напряжением 150 кВ уточненные потери мощности холостого хода получим на базе разработанных однофакторных регрессионных математических моделей изменения потерь мощности в магнитопроводах в процессе эксплуатации [1, 2]. В этом случае они принимают вид:

$$\Delta P_{x,150} = \Delta P_{x,пасп.} \cdot (1 + 5,55 \cdot T_{zi}^{0,49}). \quad (9)$$

Уточненные потери мощности в магнитопроводах длительно эксплуатирующихся трансформаторов напряжением 150 кВ в относительных единицах:

$$\Delta P_{*x,150} = \frac{\Delta P_{x,150}}{\Delta P_{x,пасп.}} = 1 + 5,55 \cdot T_{zi}^{0,49}. \quad (10)$$

На рис. 3 изображен характер изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов 150 кВ в процессе эксплуатации в относительных единицах.

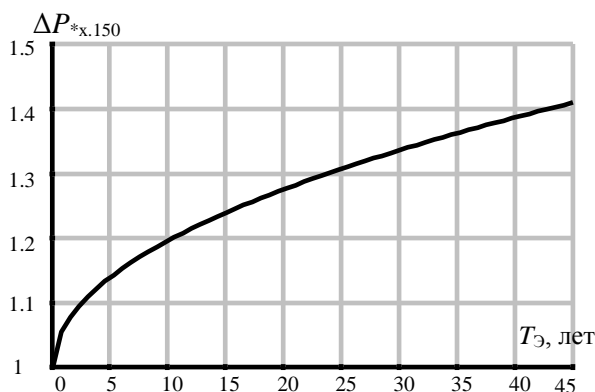


Рис. 3. Характер изменения потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов 150 кВ в процессе эксплуатации.

Учитывая влияние длительности эксплуатации силовых трансформаторов и капитального ремонта с разборкой магнитопровода на потери мощности холостого хода, а также количество силовых трансформаторов, эксплуатирующихся с превышением нормативных сроков службы и наличием капитальных ремонтов, возникает необходимость корректировки действующей методики расчета нормативных потерь, не учитывающей данных факторов.

Корректировка методики расчета потерь электроэнергии в магнитопроводе силового трансформатора заключается в том, чтобы выполнять расчет не на основе паспортных потерь мощности в магнитопроводе, а с использованием их фактических значений. Таким образом, задача повышения точности расчета потерь сводится к определению фактических потерь мощности в магнитопроводе.

Фактические потери мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов можно определить из опыта холостого хода. При наличии замеров потерь мощности холостого хода не возникнет сложности в определении потерь электроэнергии в магнитопроводе силового трансформатора. Однако, такие данные имеются не по всем силовым трансформаторам, так как основным назначением замеров потерь в магнитопроводе в процессе эксплуатации является диагностика состояния силовых трансформаторов. В связи с чем, порядка половины силовых трансформаторов имеют данные о замерах потерь мощности в магнитопроводе, а по остальным такие данные отсутствуют. Вместе с тем, не все указанные замеры могут быть использованы при расчетах потерь электроэнергии, поскольку имеют различные сроки давности их проведения. Учитывая данное положение, необходимо разработать методику, которая позволит определять фактические потери мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов с различными сроками эксплуатации.

Для определения фактических потерь мощности в магнитопроводах длительно эксплуатирующихся силовых трансформаторов их предлагается делить на следующие группы:

- 1) новые трансформаторы;
- 2) трансформаторы с актуальными результатами замеров потерь мощности в магнитопроводе;
- 3) трансформаторы с неактуальными замерами потерь;
- 4) трансформаторы без замеров потерь.

К первой группе следует отнести силовые трансформаторы со сроком эксплуатации до трех лет. Это связано с тем, что разработанные математические модели эксплуатационного изменения потерь мощности в магнитопроводе ограничиваются сроками эксплуатации от трех лет. Ко второй группе относятся силовые трансформаторы, у которых измерения потерь в магнитопроводах проводились в течение текущего года. К третьей группе следует отнести силовые трансформаторы с замерами потерь, проведенными более года назад. В четвертую группу входят трансформаторы, не охваченные замерами потерь.

С учетом приведенной классификации, фактические потери мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов, относящихся к первой группе, соответствуют паспортным потерям мощности холостого хода, в силовых трансформаторах второй группы – измеренным потерям холостого хода. Для остальных силовых трансформаторов, входящих в третью и четвертую группы, фактические потери мощности в магнитопроводах можно определить с использованием разработанных математических моделей эксплуатационного изменения потерь мощности холостого хода для силовых трансформаторов напряжением:

- 150 кВ – по формуле (9) или из графической зависимости, представленной на рис. 3;
- 110 кВ – по формуле (6) или из графической зависимости – рис. 1;
- 35 кВ – по формуле (5) или из графической зависимости – рис. 1;
- 10(6) кВ – по формуле (1) для силовых трансформаторов без капитального ремонта с разборкой магнитопровода, и по формуле (3) – после капитального ремонта, или из графической зависимости – рис. 2.

В случае, когда потери мощности в магнитопроводах трансформаторов, входящих в третью группу, по результатам расчета окажутся ниже измеренных значений, то в качестве фактических потерь мощности рекомендуется принимать результаты замеров.

При определении фактических потерь мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов, прошедших капитальный ремонт, их предлагается делить на две группы:

- 1) трансформаторы, имеющие данные о замерах потерь мощности в магнитопроводе после проведения ремонта;
- 2) трансформаторы, у которых результаты таких замеров отсутствуют.

Таким образом, фактические потери мощности в магнитопроводах силовых трансформаторов первой группы соответствуют измеренным потерям. В силовых трансформаторах, относящихся ко второй группе, фактические потери мощности в магнитопроводе рекомендуется определять на основе разработанной математической модели послеремонтного изменения потерь с учетом срока эксплуатации (3) или из графической зависимости – рис. 2.

Выводы

1. Динамика изменения потерь мощности холостого хода силовых трансформаторов в течение срока их эксплуатации характеризуется приращением, нарастающим в степенной функции от срока службы, коэффициенты которой зависят от конструктивных и режимных особенностей трансформатора, и может быть унифицирована для соответствующих классов значений первичного напряжения.

2. Разработаны принципы и методика расчета нормативных потерь энергии в силовых трансформаторах, которая, в отличие от действующей, учитывает динамику изменения магнитных свойств сердечников трансформаторов в зависимости от срока и условий эксплуатации, а также ремонты трансформаторов с разборкой магнитопроводов.

3. При выполнении расчетов потерь электроэнергии в магнитопроводах силовых трансформаторов энергосистемы, имеющих длительный срок эксплуатации, рекомендуется учитывать изменения потерь мощности в магнитопроводе, что позволит повысить точность расчета нормативных потерь в силовых трансформаторах и определить наиболее достоверную структуру потерь в электрических сетях, лежащую в основе мероприятий по энергосбережению.

Список использованных источников

1. Красовский, П. Ю. Эксплуатационная динамика параметров и технических потерь в силовых трансформаторах / Красовский П. Ю. // Гірнична електромеханіка та автоматика: наук. – Техн. зб. – 2012. – Вип. 89. – с. 20-23.
2. Красовский, П. Ю. Расчет технологических потерь электроэнергии в силовых трансформаторах с учетом срока эксплуатации / П. Ю. Красовский // Електрифікація транспорту: наук. журнал – 2015. – № 10. – с. 74-80.
3. ГОСТ 11677-85. Трансформаторы силовые. Общие технические условия. – Введ. 1986-07-01. – Москва : Изд-во стандартов, 2002. – 48 с.
4. Казаков, Ю. Б. Учет изменения потерь холостого хода трансформаторов в период срока службы при расчете потерь в распределительных сетях / Ю. Б. Казаков, А. Б. Козлов, В. В. Коротков // Электротехника. – 2006. – № 5. – С.11-16.
5. Коротков, А. В. Методы оценки характеристик оборудования электротехнических комплексов городских распределительных сетей / А. В. Коротков, В. Я. Фролов // Электрика. – 2014. – № 1. – С.6-10.
6. Коротков, А. В. Результаты измерений мощности потерь холостого хода трансформаторов с различным сроком службы / А. В. Коротков, В. Я. Фролов // Электрика. – 2011. – № 8. – С.8-11.
7. Заугольников, В. Ф. Некоторые аспекты экономической работы силовых трансформаторов / В. Ф. Заугольников, А. А. Балабин, А. А. Савинков // Промышленная энергетика. – 2006. – № 4. – С.10-14.
8. Балабин, А. А. Повышение достоверности расчета потерь электроэнергии в трансформаторах 10(6)/0,4 кВ / А. А. Балабин, Ю. Д. Волчков // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – №4. – С.22–23.
9. Худяков, З. И. Ремонт трансформаторов / З. И. Худяков. – М.: Высш. шк., 1986. – 232 с.
10. Волчков, Ю. Д. Повышение достоверности расчета потерь электроэнергии в трансформаторах 35 и 110 кВ / Ю. Д. Волчков, А. А. Балабин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2008. – № 12. – С.41-43.

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

УДК: 658.284:622.2

А.В. Толстов, В.Н. Прокуда, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Национальный горный университет)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПЕРЕНОСНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СБОРА ДАННЫХ И АНАЛИЗА ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЯ В УГОЛЬНОЙ ШАХТЕ

Анотація Метою роботи є розробка та реалізація системи збору та оперативного аналізу інформації про енергоспоживання у вугільній шахті. Задачами роботи є аналіз існуючих систем збору та обліку даних про енергоспоживання, а також обґрунтування необхідних компонентів для розроблюваної системи. Наукова новизна полягає у можливості узагальнення регресійних та аналітичних моделей енергопостачання вугільних шахт в рамках одного портативного пристрою. Практичне значення полягає у використанні прямих та опосередкованих показників, отримуваних за допомогою переносного пристрою, для контролю енергоефективності, що дозволяє позбутися потреби у дорогих системах АСКОЕ.

Ключові слова: SCADA системи, АСКОЕ, регресійна модель, портативні пристрої

Аннотация. Целью работы является разработка и реализация системы сбора и оперативного анализа информации об электропотреблении в угольной шахте. Задачами работы являются анализ существующих систем сбора и учёта данных об электропотреблении, а также обоснование необходимых компонентов для разрабатываемой системы. Научная новизна заключается в возможности обобщения регрессионных и аналитических моделей электропотребления угольных шахт в рамках одного портативного устройства. Практическое значение заключается в использовании прямых и косвенных показателей, получаемых с помощью переносного устройства, для контроля энергоэффективности, что позволит избавиться от необходимости приобретения дорогостоящих систем АСКУЭ.

Ключевые слова: SCADA системы, АСКУЭ, регрессионная модель, портативные устройства

Abstract. The target of this scientific article is to develop and implement a system for collecting and analyzing operational data on energy consumption in the coalmine. The objectives of this work are the analysis of existing systems for collecting and recording data on energy consumption and justification of necessary compo-

nents for the development system. Scientific innovation is the ability to generalize regression and analytical models of power of coal mines in one portable device. The practical significance is to use direct and indirect indicators obtained by using a portable device to control the energy what gets rid of the need for expensive automation of metering of electric power and energy systems.

Keywords: *SCADA systems, automation of metering of electric power and energy systems, regression model, portable devices*

Потребление электроэнергии энергоемкими звеньями технологических процессов в угольной шахте требует непрерывного контроля и оперативного вмешательства. Однако, наблюдается сложность в получении данных расхода электроэнергии электроприемниками. Сегодня применяются либо находятся в разработке системы, позволяющие осуществлять измерение и учет электроэнергии: УТАС, БЗУ-2, САУКЛ, СЕУПЕШ.

Система УТАС – это унифицированная телекоммуникационная система диспетчерского контроля и автоматизированного управления горными машинами и технологическими комплексами. Сигналы о состоянии горных машин, механизмов, оборудования и о параметрах рудничной атмосферы поступают на программируемые контроллеры системы от датчиков, которые установлены в шахте или на поверхности. Программируемые контроллеры принимают и анализируют сигналы датчиков. При превышении показаний датчиков значений, заданных уставкой контроллера, подаются команды на включение сигнализации, отключение ГШО (горно-шахтного оборудования) и электроэнергии, а также передается текущая информация о состоянии ГШО и о параметрах рудничной атмосферы по цифровому каналу связи в диспетчерскую службу. В зависимости от ситуации, диспетчер посылает управляющие команды на контроллеры ГШО, установленного как под землей, так и на поверхности для выполнения функций управления [1]. Однако, система сейчас находится в состоянии доработки.

Блок управления и защиты БЗУ-2-05-О предназначен для управления высоковольтными выключателями ячеек КРУВ-6ВМ-ОВ, КРУРН-6А или аналогичными по назначению для отходящих линий, индикации реального времени, величины напряжения на вводе, величины потребляемого нагрузкой тока, мощности, расхода электроэнергии (некоммерческий учёт), осуществления функций защиты [2]. Вместе с тем, блоки БЗУ-2 имеют низкие надежностные показатели, и должным образом не откалиброваны в местах установки.

Система автоматизированного управления разветвленными конвейерными линиями (САУКЛ) обеспечивает управление конвейерными линиями с числом конвейеров до 60 и неограниченным количеством ответвлений. В составе конвейерной линии могут быть ленточные и скребковые конвейеры с числом двигателей до четырех и с нерегулируемой скоростью рабочего органа [3]. Система САУКЛ позволяет получать информацию о величине потребления электроэнергии конвейерными линиями, однако на шахтах Западного Донбасса она пока не применяется.

Система энергомониторинга и управления электроснабжением (СЕУПЕШ), ныне на базе современных компьютерных технологий с использованием опыта, основных ключевых моментов и идей предыдущих разработок — системы КТС СОЭ и системы автоматизированного управления конвейерными линиями (САУКЛ) разрабатывается учеными ГВУЗ «НГУ». СЕУПЕШ обеспечивает энергоконтроль и автоматизированное управление высоковольтными КРУ типа КРУВ-6 (УК-6) [4].

Такие системы как АСКУЭ, АИИСКУЭ [5,6] не нашли широкого применения в горных выработках.

С учётом сказанного, предлагается использовать для диспетчеризации мобильные платформы во взрывозащищенном исполнении со степенью пылевлагозащиты IP68 на базе Android либо Windows [5,6]. Такого рода мобильные платформы в нормальном исполнении великолепно зарекомендовали себя в быту и учебной/деловой деятельности, однако их применение для производственных нужд находится пока на стадии пилотных проектов. Особенно это касается пылевлагозащитного оборудования, которое изготавливается серийно мелкими партиями.

Программное обеспечение мобильных платформ для производственных нужд требует разработки приложений под конкретные задачи, которые, в свою очередь, не находят широкого применения. Однако при должном взаимодействии программистов и специалистов – технологов, энергетиков, механиков – реализация предложенного способа контроля возможна и достаточно эффективна.

Контроль и определение энергоэффективности технологических процессов осуществляется по косвенным показателям, регистрируемым с помощью датчиков устройства: акустический шум, вибрация, измерение нагрузки токовыми клещами. Далее проводится анализ полученной информации по наработанным для объекта регрессионным моделям, которые определены стохастической зависимостью удельного расхода электроэнергии от массы добытого/перемещенного полезного ископаемого. На рис. 1 представлена схема сбора и обработки информации по продолженному способу:



Рис. 1. Схема взаимодействия внешних источников сигналов с портативным взрывозащищенным устройством для выдачи рекомендаций

В результате анализа по определенному алгоритму, портативное устройство выдает рекомендации по повышению энергоэффективности конкретного объекта: конвейера, добычного или проходческого комбайна, вентиляторов проветривания. В результате комплексного анализа, возможна выдача рекомендации по повышению энергоэффективности технологического процесса шахты в целом. Так, для ленточных шахтных конвейеров в результате анализа энергоэффективности возможны рекомендации по замене подвижных частей конвейера либо замене двигателя на менее мощный.

Пример алгоритма обработки данных анализа приведем на рис. 2. Входным параметром в данном случае является акустический шум, получаемый в месте загрузки с помощью микрофона. Принципы получения акустической информации о загрузке шахтных ленточных конвейеров описаны в работе [10]. Акустический сигнал, поступающий с датчика (микрофона) преобразуется в электрические колебания. При этом сигнал содержит «шум», от которого необходимо избавиться, пропустив его через программные фильтры, разработанные по ранее имеющимся данным. В результате получаем отфильтрованный непрерывный сигнал падения горной массы на конвейер. Используя сигнатуры определения массы угля в зависимости от уровня и частоты имеющегося сигнала по имеющимся сигнатурам определяем дискретный ряд «масс», которые заносим в массив данных. В случае ограниченного объема данных – недостаточности времени измерения, необходимости быстрого результата либо непредвиденных обстоятельств – производится прогнозирование транспортируемого объема горной массы. После чего окончательно определяются исходные данные для анализа на регрессионных моделях. В данном случае ими служат время и дискретный массив «масс» при определении электропотребления по косвенным показателям. Если же необходимо определить энергоэффективность конвейерной линии, то исходные данные необходимо дополнить сведениями об электропотреблении объекта. Такие данные также можно получить с помощью переносного устройства предварительно оборудовав его электронными токовыми клещами, применив алгоритм по структуре похожий с алгоритмом на рис. 2.

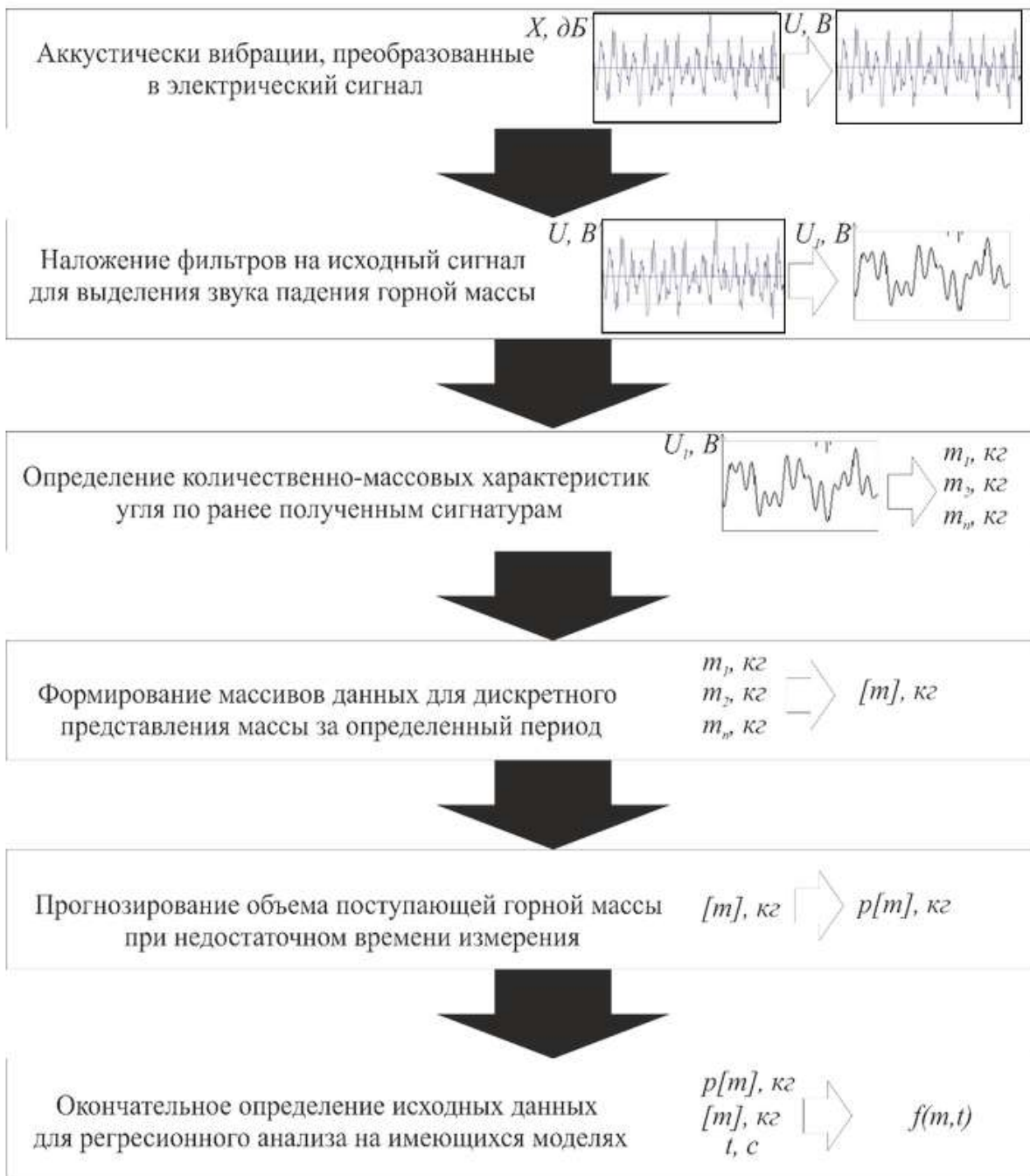


Рис. 2. Алгоритм обработки исходных данных для анализа на регрессионной модели

На рис. 3. приведен пример регрессионной модели, полученной в работе [9], для технологического процесса транспортировки полезного ископаемого шахтным магистральным конвейером. Регрессионная модель представляет собой стохастическую зависимость потребленной электроэнергии от перемещенной массы угля на определенное расстояние.

Выводы

При использовании аналитических моделей энергоэффективности на портативном устройстве позволит снизить потребление электроэнергии технологическими звеньями и шахтой в целом, не прибегая к установке дорогостоящего оборудования комплексной диспетчеризации. По выданным устройством рекомендациям главный энергетик шахты или доверенное лицо принимает решение о необходимости того или иного способа повышения энергоэффективности.

Алгоритмы и модели, которые используются в переносных устройствах, возможно уточнять с помощью нарабатываемых, в процессе новых замеров, данных. Однако, недостатком подобного рода ана-

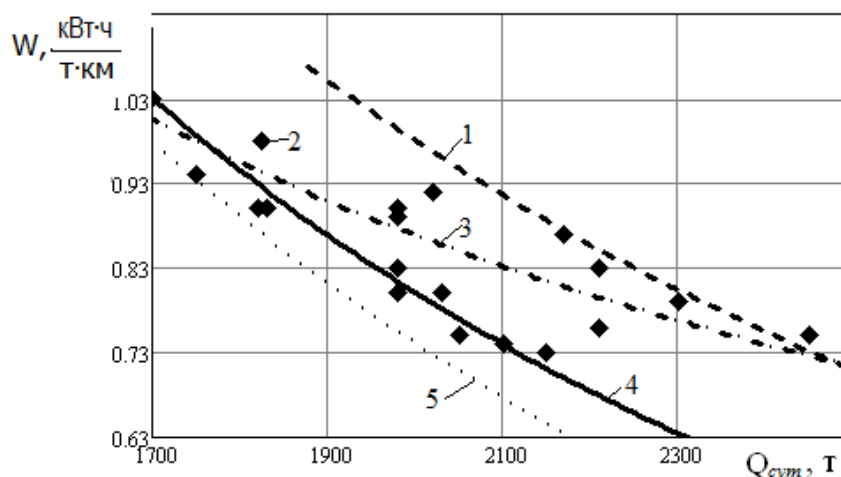


Рис. 3. Аналітично-статистическа модель залежності удельного електропотреблення конвейера 1л100к від суточного грузопотока, де
 1 – максимальне можливе електропотреблення, 2 – експериментальні точки,
 3 – регресійна залежність $w_{рег}(Q)=0,093+1551,9/Q$, побудована по експериментальним даним,
 4 – математическе очікування суточного електропотреблення,
 5 – мінімальне можливе електропотреблення

літических моделей являється необхідність ісходних наработок-прикладів по аналізуемому либо похожему объекту.

Использование быстродействующих портативных переносных устройств, позволит производить обработку данных за считанные секунды с соответствующей выдачей рекомендаций.

Список литературы

1. Типовое руководство по оборудованию и эксплуатации унифицированной телекоммуникационной системы диспетчерского контроля и автоматизированного управления горными машинами и технологическими комплексами (УТАС) в угольных шахтах (для Украины). Руководящий нормативный документ Министерства топлива и энергетики Украины. – Донецк; 2004. — 100 с.
2. Научно-производственное предприятие Рудпромавтоматика [Электронный ресурс] – Режим доступа до даних: <http://www.rpa.ua/html/ru/products/index.php>
3. Система автоматизированного управления разветвленными конвейерными линиями САУКЛ [Электронный ресурс] – Режим доступа до даних: <http://www.instroyservis.com/index.php?page=saukl&lang=4>
4. Разработка системы передачи информации для подземных условий / В.В. Ткачев, Ю.А. Аврахов, Д.А. Поперечный, П.Ю. Огеенко, Н.В. Козарь // зб. наук. пр. НГУ. – Д.: [РВК НГУ], 2004. – № 19. – Том 2. – С. 20-27.
5. Автоматизированные системы контроля и учета электроэнергии современного предприятия [Лещёв С.А., Колосова И.В.] [Электронный ресурс] Режим доступа до файлу: [https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/13046/Автоматизированные системы%20контроля%20и%20учета%20электроэнергии%20современного предприятия.pdf?sequence=1](https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/13046/Автоматизированные%20системы%20контроля%20и%20учета%20электроэнергии%20современного%20предприятия.pdf?sequence=1)
6. Применение АСУЭ на промышленных предприятий для решения задач энергосбережения, [Я. С. БЕ-ДЕРАК, инженер, ОАО «Азот» г. Черкассы, А. В. ДЕГТЯРЕВ, инженер, ИЭЭ НТУУ «КПИ», г. Киев] [Электронный ресурс] – Режим доступа до даних: <http://eee.khpi.edu.ua/article/download/23054/20599>
7. Взрывозащищенный планшет BARTEC успешно протестирован на возможность работы с электроприводами АУМА. Режим доступа до файлу: <https://www.auma.com/ru/kompanija/news/newsdetail/news/uspeshnoe-testirovanie-vzryvozashchishchennogo-plansheta-bartec-s-privodami-auma/>
8. Взрывозащищенный планшет Panasonic Toughpad FZ-G1 АТЕХ успешно протестирован в крупнейших российских нефтегазовых компаниях. [Электронный ресурс] Режим доступа до файлу: http://panasonic.ru/press_center/news/detail/465046
9. Методы повышения эффективности электроснабжения и энергоиспользования подземных горных машин и установок угольных шахт/ В. Т. Заика Дис. д-ра техн. наук: 05.09.03 / [Национальная горная академия Украины]. – Д., 2001. – 350 с.

10. Гаврилов, П.Д. Структура системы управления многоприводным ленточным конвейером / П.Д. Гаврилов, А.П. Носков // Электротехника, – 2009, №5 – с. 17–21.

11. Прокуда В. М. Энергоэффективность магистрального конвейерного транспорта вугільних шахт з урахуванням динаміки вантажопотоків : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.09.03 "Електротехнічні комплекси та системи" / М-во освіти і науки України, Держ. вищий навч. закл. "Нац. гірн. ун-т". – Дніпропетровськ : НГУ. – 2015. – 20 с.

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

УДК: 621.3.078.4: 621.512

А.В. Бобров канд.техн.наук

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

РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА МЕТОДОВ РЕШЕНИЯ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ 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. Зроблено аналіз методів розв'язання оптимізаційної задачі системи «електрична мережа - привід - компресор - пневмосеть», з урахуванням особливостей математичної моделі. З розглянутих методів одновимірної оптимізації - сканування, половинного ділення і золотого перетину, найкращим є метод сканування, так як зміна параметра, що оптимізується P_2 відбувається зі змінним кроком, що поєднується з вимогами, що пред'являються до цього параметру математичною моделлю.

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

Аннотация. В работе определены требования при формировании математической модели, позволяющей определять 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. Произведен анализ методов решения оптимизационной задачи системы «электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть», с учетом особенностей математической модели. Из рассмотренных методов одномерной оптимизации – сканирования, половинного деления и золотого сечения, наиболее предпочтительным является метод сканирования, так как изменение оптимизируемого параметра P_2 происходит с переменным шагом, что сочетается с требованиями, предъявляемыми к этому параметру математической моделью.

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

Abstract. The requirements for the formation of a mathematical model allowing to determine the optimum operating mode of the compressed air production and distribution system consisting of the following elements "electric network - drive - compressor - pneumatic network" are defined in the work. The issue of limiting the number of launches, which is introduced to create the operating mode of the drive according to its passport data, is considered. The analysis of the methods for solving the optimization task of the system "electric network - drive - compressor - pneumatic system", taking into account the features of the mathematical model. Of the considered methods of one-dimensional optimization - scanning, half-division and golden section, the scanning method is most preferable, since the change in the optimized parameter P_2 occurs with a variable step, which is combined with the requirements imposed on this parameter by a mathematical model.

Keywords: electric drive, control, compressor, electromechanical system.

Введение. 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.

Таким образом созданы все условия для постановки задачи условной параметрической оптимизации, с одним оптимизируемым параметром P_{\max} , определяющим максимальный уровень КПД электромеханической системы за цикл, при различных расходах сжатого воздуха, потребляемого пневмоприемниками.

Поскольку речь идет о решении оптимизационной задачи, то модель включает критерий оптимальности, представленный в виде аналитической функции (целевой).

$$F_{opt}(X) = \eta(P_{\max opt}) \rightarrow \max \quad (2)$$

Постановка задачи. Определение зависимости, связывающей уровни расхода сжатого воздуха с показателем КПД системы в целом, является основной задачей (целью) разработанной математической модели. Это дало возможность проследить режимную взаимосвязь элементов комплекса и получить результаты в аналитическом и графическом виде. Анализ этой зависимости произведен с точки зрения определения момента времени выработки управляющего воздействия на асинхронный привод поршневой компрессорной установки. Поскольку математическая модель ориентирована на оперативное управление, и контролируемые параметры режимов сведены к минимуму, то установлена зависимость между контролируемыми параметрами и показателем КПД. Особенность построения такой зависимости заключается в необходимости обеспечения наглядности представления данных для определения оптимальных параметров режима работы электромеханической системы. Эти параметры обеспечивают максимум КПД. Управляющие воздействия вырабатываются в момент времени, который соответствует оптимальным параметрам режима работы электромеханической системы. Это позволило получить максимальное значение показателя КПД а, следовательно, определить оптимальные параметры режима работы электромеханической системы на заданном интервале времени.

Предложенная математическая модель позволяет определить момент создания управляющего воздействия на асинхронный привод поршневой компрессорной установки. Для обеспечения адекватности разработанной модели необходимо принять и обосновать допущения и ограничения.

Математическая модель учитывает режимы работы всех звеньев электротехнического комплекса для определения его энергетического показателя – КПД и определяет оптимальное значение верхнего предела уровня давления P_{opt} за цикл спуска – накачки при условии максимума КПД электротехнического комплекса – минимума потерь энергии в его звеньях.

При этом ограничениями для математической модели являются:

- условие по обеспечению пневмоприемников сжатым воздухом.
- ограничение по количеству пусков приводного асинхронного двигателя в час (защита асинхронного двигателя от перегрева).

Модель розроблена исходя из следующих допущений:

- напряжения питания асинхронного двигателя неизменно $U = \text{const}$;

- исходя из анализа рабочей характеристики $\eta = f\left(\frac{N}{N_{nom}}\right)$ асинхронных приводов компрессоров

работающих на нагрузку, значение КПД при коэффициенте загрузки больше $0,3 - 0,4$ остается практически неизменным и равным η_{nom} [3], так как коэффициент загрузки асинхронных приводов поршневых компрессоров изменяется от $0,6$ до $0,9$ при их работе на промежутке давления от P_{min} до P_{max} системы двухпозиционного регулирования;

- влияние температур всасывания воздуха на потребляемую мощность полагается несущественным и может не учитываться;

- расчет должен производиться по параметрам при $T_1 = 20$ °С, так как снижение температуры всасываемого воздуха с постоянным уровнем давления уменьшает количество водяных паров содержащихся в нем, что приводит к повышению производительности [4].

Решение задачи. Ограничения $W_i(\bar{X})$, накладываемые на область существования оптимизируемого параметра [5,6]. Решение оптимизационной задачи должно быть найдено при давлении в пневмосети $P_{min} \leq P_2 \leq P_{max}$. А так как ранее было сказано, что математическая модель должна учитывать условие обеспечения пневмоприемников сжатым воздухом и ограничение по количеству пусков приводного асинхронного двигателя в час (защита асинхронного двигателя от перегрева), то в задачу параметрической оптимизации необходимо ввести также ограничения:

$$P_{min} < P_{max\ opt} \leq P_{max} \quad (3)$$

Оптимальный (максимальный) верхний уровень давления в пневмосистеме P_{opt} должен устанавливаться в интервале давлений от P_{min} до P_{max} . Количество пусков определяет минимальную продолжительность цикла.

$$M \leq M_{passport}; T_{thz\ min} = \frac{60}{M} \quad (4)$$

Таким образом сформулирована задача условной оптимизации с одним оптимизируемым параметром (P_{max}), определяющим оптимальный (максимальный) КПД электромеханической системы за цикл, исходя из его конкретных параметров, режимов работы, ограничений и допущений.

Для решения задачи условной оптимизации с одним оптимизируемым параметром P_2 , определяющим оптимальный уровень КПД электромеханической системы при различных расходах сжатого воздуха, потребляемого пневмоприемниками, необходимо было произвести анализ методов одномерной оптимизации, чтобы выбрать наиболее приемлемый.

С этой целью ниже рассматривается ряд одномерных методов поиска, ориентированных на нахождение точки оптимума внутри заданного интервала. Методы поиска, которые позволяют определить оптимум функции одной переменной путем последовательного исключения подинтервалов и, следовательно, путем уменьшения интервала поиска, носят название методов исключения интервалов.

Функция $f(x)$ является унимодальной на отрезке $[a, b]$ в том и только в том случае, если она монотонна по обе стороны от единственной на рассматриваемом интервале оптимальной точки x^* .

Унимодальность функций является исключительно важным свойством. Фактически все одномерные методы поиска, используемые на практике, основаны на предположении, что исследуемая функция в допустимой области, по крайней мере, обладает свойством унимодальности. Полезность этого свойства определяется тем фактом, что для унимодальной функции $f(x)$ сравнение значений $f(x)$ в двух различных точках интервала поиска позволяет определить, в каком из заданных двумя указанными точками подинтервалов точка оптимума отсутствует.

Правило исключения интервалов гласит: пусть функция f унимодальная на замкнутом интервале $a \leq x \leq b$, а её минимум достигается в точке x^* [7, 8]. Рассмотрим точки x_1 и x_2 , расположенные в интервале таким образом, что $a < x_1 < x_2 < b$. Сравнивая значения функции в точках x_1 и x_2 , можно сделать следующие выводы:

- 1) Если $f(x_1) > f(x_2)$, то точка минимума $f(x)$ не лежит в интервале (a, x_1) , т.е. $x_* \in (x_1, b)$.
- 2) Если $f(x_1) < f(x_2)$, то точка минимума не лежит в интервале (x_2, b) , т.е. $x_* \in (a, x_2)$.

Согласно приведенному выше правилу исключения интервалов, можно реализовать процедуру поиска, позволяющую найти точку оптимума путем последовательного исключения частей исходного ограниченного интервала. Поиск завершается, когда оставшийся подинтервал уменьшается до достаточно малых размеров. Следует отметить, что правило исключения интервалов устраняет необходимость полного перебора всех допустимых точек. Несомненным достоинством поисковых методов такого рода является то, что они основаны лишь на вычислении значений функций. При этом не требуется, чтобы исследуемые функции были дифференцируемы; более того, допустимы случаи, когда функцию нельзя даже записать в аналитическом виде. Единственным требованием является возможность определения значений функции $f(x)$ в заданных точках x с помощью прямых расчетов или имитационных экспериментов.

Вообще в процессе применения рассматриваемых методов поиска можно выделить два этапа:

- этап установления границ интервала, на котором реализуется процедура поиска достаточно широкого интервала, содержащего точку оптимума;
- этап уменьшения интервала, на котором реализуется конечная последовательность преобразований исходного интервала с тем, чтобы уменьшить его длину до заранее установленной величины.

Рассмотрим методы решения одномерных задач оптимизации вида

$$f(x) \rightarrow \max \{a \leq x \leq b\}, \quad (5)$$

где x – скаляр, a и b – соответственно концы интервала, из которого берутся значения переменной x .

Метод сканирования – заключается в последовательном переборе всех значений $a \leq x \leq b$ с шагом ε (погрешность решения) с вычислением критерия оптимальности f в каждой точке. Путем выбора наибольшего из всех вычислений значений f и находится решение задачи x^* .

Достоинство метода в том, что можно найти глобальный максимум критерия, если $f(x)$ – многоэкстремальная функция. К недостаткам данного метода относится значительное число повторных вычислений $f(x)$, что в случае сложной функции $f(x)$ требует существенных затрат времени, однако применительно задачи исследования может быть использован, так как оптимизируемый параметр изменяется с переменным шагом.

Метод половинного деления является простейшим последовательным методом минимизации. Он позволяет для любой функции $f(x) \in Q[a, b]$ построить последовательность вложенных отрезков $[a, b] \supset [a_1, b_1] \supset \dots \supset [a_{n-1}, b_{n-1}] \supset [a_n, b_n]$, каждый из которых содержит хотя бы одну из точек оптимума x^* функции $f(x)$.

Метод основан на делении текущего отрезка $[a, b]$, где содержится искомый экстремум, на две равные части с последующим выбором одной из половин, в которой локализуется максимум в качестве следующего текущего отрезка. Экстремум локализуется путем сравнения двух значений критерия оптимальности в точках, отстоящих от середины отрезка на $\varepsilon/2$, где ε — погрешность решения задачи оптимизации.

Если $f(x + \varepsilon/2) > f(x - \varepsilon/2)$, то максимум располагается на правой половине текущего отрезка $[a, b]$, в противном случае – на левой.

Процесс поиска завершается при достижении отрезком $[a, b]$ величины заданной погрешности ε .

К недостаткам метода относится его работоспособность только для одноэкстремальных функций $f(x)$ (т.е. таких, которые содержат один экстремум того типа, который ищется в задаче), так как в других случаях при сравнении двух критериев в соседних точках невозможно правильно выбрать следующий интервал, где находится максимум. Поэтому для решаемой оптимизационной задачи этот метод неприемлем.

Метод золотого сечения также является последовательным методом минимизации. Опираясь на свойства золотого сечения отрезка, этот метод использует найденные значения $f(x)$ более рационально, чем метод деления отрезка пополам, что позволяет переходить к очередному отрезку, содержащему точку x^* после вычисления одного, а не двух значений $f(x)$.

Метод основан на делении текущего отрезка $[a, b]$, где содержится искомый экстремум, на две неравные части, подчиняющиеся правилу золотого сечения, для определения следующего отрезка, содержащего максимум.

Правило золотого сечения: отношение всего отрезка к большей его части равно отношению большей части отрезка к меньшей. Ему удовлетворяют две точки c и d , расположенные симметрично относительно середины отрезка:

$$\frac{a \cdot b}{c \cdot d} = \frac{c \cdot b}{a \cdot c}; \frac{a \cdot b}{a \cdot d} = \frac{a \cdot d}{d \cdot b}. \quad (6)$$

Путем сравнения $f(c)$ и $f(d)$ определяют следующий отрезок, где содержится максимум. Если $f(d) > f(c)$, то в качестве следующего отрезка выбирается отрезок $[c, b]$, в противном случае — отрезок $[a, d]$.

Новый отрезок снова делится на неравные части по правилу золотого сечения. Следует отметить, что точка d является и точкой золотого сечения отрезка $[c, b]$, т.е.

$$\frac{d \cdot b}{c \cdot d} = \frac{c \cdot d}{c \cdot b}. \quad (7)$$

Поэтому на каждой следующей итерации (кроме "запуска" метода на исходном отрезке) нужно вычислять только одно значение критерия оптимальности.

Метод золотого сечения обеспечивает более быструю сходимость к решению, чем многие другие методы, и применим, очевидно, только для одноэкстремальных функций, т.е. функций, содержащих один экстремум того типа, который ищется в задаче. Однако применительно задачи исследования метод не может быть использован, так как оптимизируемый параметр изменяется с переменным шагом.

Выводы. Выше были рассмотрены различные методы исключения интервалов. Еще раз подчеркнем, что эти методы пригодны для любых непрерывных одноэкстремальных функций (для метода половинного деления необходимо, чтобы функция не имела горизонтальных участков). Сходимость методов и их эффективность не зависят от свойств функции. Основное достоинство метода сканирования заключается в снижении количества повторов вычисления для решения с заданной погрешностью. Все три метода легко поддаются алгоритмизации. Для повышения точности нахождения решения необходимо просто уменьшить задаваемую погрешность. При сравнительном анализе можно сделать вывод, что метод золотого сечения оказывается более эффективным по сравнению с остальными двумя методами, поскольку он требует наименьшего числа оцениваний значения функции для достижения одной и той же заданной точности.

Проведенный анализ методов одномерной оптимизации с учетом особенностей поставленной оптимизационной задачи позволяет сделать вывод, что наиболее предпочтительным является метод сканирования, так как изменение оптимизируемого параметра P_2 происходит с переменным шагом, что в полной мере сочетается с требованиями, предъявляемыми к этому параметру при создании математической модели.

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. Дегтярева В.В. Нормирование топливно-энергетических ресурсов и регулирование режимов электропотребления: Сборник инструкций/ Под общ. ред. В.В.Дегтярева.-М.:Недра,1983.- 223 с.
4. Назаренко У.П. Экономия электроэнергии при производстве и использовании сжатого воздуха / У.П. Назаренко.- М.:Энергия,1976.- 103 с.
5. Сухарев А.Г. Курс методов оптимизации: Учеб. Пособие / А.Г.Сухарев, А.В.Тимохов, В.В.Федоров // 2-е изд. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. — 368 с.
6. Пантелеев, А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах: Учеб. пособие/А.В. Пантелеев, Т.А. Летова. — 2-е изд., исправл. — М.: Высш. шк., 2005. — 544 с.
7. Пантелеев А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах: Учеб. пособие / А.В. Пантелеев, Т.А. Летова. — 2-е изд., исправл. — М.: Высш. шк., 2005. — 544 с.
8. Сухарев А.Г. Курс методов оптимизации: Учеб. Пособие / А.Г. Сухарев, А.В. Тимохов, В.В. Федоров 2-е изд. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. — 368 с.

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

G.G. Diachenko, O.O. Aziukovskyi, PhD, V.S. Zarichnyi
(Ukraine, Dnipro, State Higher Educational Institution "National Mining University").

SELECTION OF AN APPROPRIATE NUMERICAL INTEGRATION METHOD FOR SOLVING THE OPTIMAL CONTROL PROBLEM OF AN INDUCTION MOTOR

Анотація. У даній роботі описано застосування управління з прогнозуванням на основі градієнта в стратегії енергоефективного керування векторно-керованим асинхронним двигуном в перехідному режимі при зміні умов навантаження. Для моделювання асинхронного двигуна з орієнтацією по полю ротора, використовується модель в просторі станів. Завдання оптимального управління визначається як мінімізація інтеграла втрат енергії з обмеженнями. З цією метою умови оптимальності першого порядку визначаються на основі принципу максимуму Понтрягіна. Описано основний алгоритм вирішення задачі оптимального управління. Обговорюються алгоритмічні параметри управління з прогнозуванням для завдання чисельного інтегрування. Показано, що шляхом належного вибору методу чисельного інтегрування можна отримати оптимальну траєкторію струму намагнічування з більш низькими піковими значеннями в порівнянні з іншими методами.

Ключові слова: Векторне керування, асинхронні двигуни, управління з прогнозуванням на основі градієнта, оптимальний потік ротора, енергоефективність, інтегратори

Аннотация. В настоящей работе описано применение управления с прогнозированием на основе градиента в стратегии энергоэффективного управления векторно-управляемым асинхронным двигателем в переходном режиме при изменении условий нагрузки. Для моделирования асинхронного двигателя с ориентацией по полю ротора, используется модель в пространстве состояний. Задача оптимального управления определяется как минимизация интеграла потерь энергии с ограничениями. С этой целью условия оптимальности первого порядка определяются на основе принципа максимума Понтрягина. Описан основной алгоритм решения задачи оптимального управления. Обсуждаются алгоритмические настройки управления с прогнозированием для задачи численного интегрирования. Показано, что путем надлежащего выбора метода численного интегрирования можно получить оптимальную траекторию тока намагничивания с более низкими пиковыми значениями по сравнению с другими методами.

Ключевые слова: Векторное управление, асинхронные двигатели, управление с прогнозированием на основе градиента, оптимальный поток ротора, энергоэффективность, интеграторы

Abstract. The application of the gradient based model predictive control in an energy efficient control strategy of vector-controlled induction motor in transient behaviour when load conditions are changing is described in the current paper. A state-space approach is employed for the modelling a rotor-flux-oriented induction motor. The optimal control problem is defined as the minimization of the time integral of the energy losses with constraints. To this end the first-order optimality conditions are determined based on Pontryagin's Maximum Principle. The basic algorithm to solve the optimal control problem is introduced. The algorithmic options of model predictive control concerning the numerical integrations are discussed. It is shown that by appropriately choosing the numerical integration method the field-generating current optimal trajectory with the lower spikes can be obtained compared to the other embedded methods.

Index Terms: Field-oriented control, induction motors, gradient based model predictive control, optimal rotor flux, energy efficiency, integrators

I. Introduction

In the course of technological progress, the more acute becomes the problem of global energy conservation because of not only the increase in electricity consumption in industry and households, and the related need for the construction and commissioning of new energy capacities, but also limited world reserves of resources in nature. Since it is not a secret for anyone that electric motors consume more than 50 % of the world's electric power, most of which are asynchronous motors, the main way to solve this problem is the introduction of regulated electric drive systems in all branches of the national economy, which are recognized in the world practice as one of the most effective energy-saving and resource-saving environmentally friendly technologies.

Induction machines are the most frequently used type of asynchronous drives in many industrial applications due to their simple structure, robustness and low manufacturing cost. Along with the advances of power electronics, the task to operate the AC machine with any speed by means of separate control of magnetic flux and torque was solved with the introduction of the so-called field-oriented control about 40 years ago. Since then, field-oriented control is state-of-the-art nowadays for synchronous as well as for asynchronous machines.

One of the drawbacks is the fact that the power efficiency of an induction machine is lower than some other AC machine types, for example a permanent-magnet synchronous machine. Mainly because a field-generating current in addition to torque-generating current is required. Combined with the low-cost stator design it leads to higher power losses. Moreover, in part-loaded operation mode with rated flux in many applications like fans, pumps or conveyors, the efficiency will drop even more due to over-excitation and redundant copper losses. All applications stated above have in common that the machine is operated over considerable time intervals in steady state at a given speed and a given torque.

To bypass the issue of low efficiency in part-loaded mode of operation for listed types of applications a generous number of energy efficient control strategies have been developed [1-4]. The main idea of all these methods is to define the appropriate states of the machine either with the help of explicit calculation based on machine parameters or by online search algorithms or by a combination of both, so that the field-generating current and thereby the field flux is set to an optimal level. It opens an option to obtain the same torque with lower stator current and magnetic flux, resulting in reduction of ohmic and iron losses in induction machines. But such techniques frequently attenuate the problem of slow torque response under reduced magnetic flux magnitude. And, of course, the loss minimization is not achieved during transients.

Besides the above mentioned applications, there are servo motor applications. The servo motor is small and efficient, but serious to use in some applications like precise position control. They are extensively used in those applications where a particular task is to be done frequently in an exact manner. Currently in this domain the permanent-magnet synchronous machine is preferred choice, due to higher efficiency and lower moment of inertia. However, they are quite expensive because of the rare-earth materials used to manufacture the permanent magnets in the rotor. Furthermore, in order to weaken the magnetic field some additional measures are required. Therefore, the efficiency growth of induction machines in dynamics would also raise its attractiveness for servo motor applications.

Nevertheless, only a comparatively small number of works addressed the minimizations of power losses for dynamic operation due to a changing motor torque. The first treatment of this problem [5] and [6] is purely offline numerical investigation on a PC, based on full knowledge of the torque and speed trajectories [5], or motion control of the application [6]. It is shown that compared to the operation under constant magnetic flux linkage, a significant improvement of reduction of power losses can be achieved. However, the offline optimization is not feasible in most applications as well as obtained optimal trajectories are valid solely for one specific application. An analytic investigation of the problem during transients is presented in [7]. It is based on the calculus of variations. The conditions of optimality use these variations to minimize the total energy losses taking into account torque-tracking constraints. But for time-varying torque the given problem can not be exactly solved. So, for such a case, authors have presented a suboptimal solution by replacing constant torque by time-varying torque in order to obtain solution for flux linkage based on the equation for the constant torque. An online implementable control scheme is proposed in [8]. It is shown in this paper that with a good approximation, it can be assumed that the optimal magnetic flux is an exponential function and that its time constant can be in this case obtained numerically. A simple solution is found using a parametrized prototype function and the parameters are evaluated by an online parameter optimization algorithm embedded in a predictive scheme where it is performed at every sampling step. Despite heuristic approximation, the solution is sufficiently accurate. Another recent work where the optimal trajectory is computed online based on an online optimization is presented in [9]. The optimal rotor flux reference is determined from the steady state power losses online and the result both for static and dynamic mode of operation is evaluated. It is shown that in order to avoid high field-generating current levels during flux transients, the flux linkage reference must be filtered. An appropriate choice of the filter time constant based on the first-order filter structure has been numerically investigated in [10] and determined as a fraction of the rotor time constant to give a user a simple design criterion. The synthesis of the filter can be pursued ever further using the methodology given in the recent paper [11].

This paper discusses another approach. In this context, we use method described in [12] with the purpose of improvement the efficiency of the induction machine in transient behaviour when load conditions are changing. This approach is appropriate for fast and high-dimensional nonlinear systems with control constraints and based on so-called model predictive control.

To illustrate this solution first the essential model equations for the induction motor as well as the relationships for the power losses will be given. Subsequently, in Section III the optimization problem is formulated and the algorithm for the solution according to [12] is described. Section IV discusses the selection of appropriate algorithmic options and presents the results obtained.

II. Background

For the modelling of the induction motor, all variables are transformed from the three-phase system (abc) to an orthogonal amplitude invariant dq reference frame with a direct (d) and a quadrature (q) axis, so that the length of a pointer corresponds to amplitude of the associated sinusoidal signal. Consider Γ -inverse equivalent

circuit given in Figure 1 with orientation of the rotor flux ψ_2 along the d-axis of the synchronously rotating coordinate system $\psi_{2d} = \psi_2, \psi_{2q} = 0$, where L_σ – stator leakage inductance, L_μ – mutual inductance.

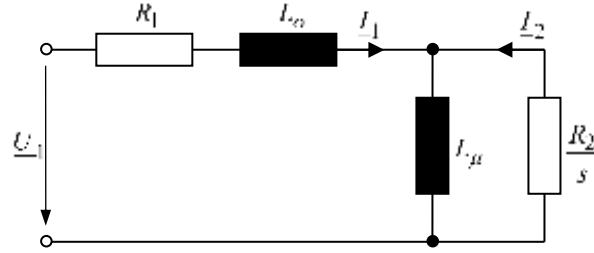


Fig. 1. Γ -inverse equivalent circuit of induction machine

An induction motor in this case is characterized by the following equations in state-space, rotating with the speed ω_s :

$$\begin{aligned} \dot{I}_{1d} &= -\frac{R_2}{L_\mu L_\sigma} \psi_2 - \frac{R_2}{L_\sigma} I_{1d} - \frac{R_1}{L_\sigma} I_{1d} + \omega_s I_{1q} + \frac{U_{1d}}{L_\sigma} \\ \dot{I}_{1q} &= -\frac{\omega_r}{L_\sigma} \psi_2 - \frac{R_2}{L_\sigma} I_{1q} - \frac{R_1}{L_\sigma} I_{1q} - \omega_s I_{1d} + \frac{U_{1q}}{L_\sigma} \\ \dot{\psi}_2 &= -\frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 + R_2 I_{1d} \\ M_M &= \frac{3}{2} Z_p \psi_2 I_{1q} \end{aligned} \quad (1)$$

Assume that the speed and current regulators of field-oriented control have high enough performance to ensure the control characteristic close to perfectly rigid, that is, the dynamics of the stator currents is significantly higher than the dynamics of the magnetic flux and speed. In other words, a stepwise change in the load on the motor shaft does not lead to a significant deviation of the speed from its reference. In such a case, the dynamics of the speed and current controllers can be disregarded. The reduced motor model can be rewritten as:

$$\dot{\psi}_2 = -\frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 + R_2 I_{1d}, \quad (2)$$

$$M_M = \frac{3}{2} Z_p \psi_2 I_{1q}. \quad (3)$$

The system of model equations in the form (2, 3) is the main mathematical object of the present study. The power losses to be considered in this paper are so-called copper losses that come from resistance of the stator winding and the rotor cage. Losses due to eddy currents and the magnetization of the plates in the stator and rotor are not taken into account. It is made for the sake of simplification, but it does not constitute any limitations for the application of the method described in this paper. For the copper losses:

$$P_V = \frac{3}{2} R_1 I_1^2 + \frac{3}{2} R_2 I_2^2 \quad (4)$$

Now rewrite equation (4) taking in account the fact that the total values of the stator current and the rotor current in the rotating dq coordinate system are calculated by Pythagoras' Theorem:

$$P_V = \frac{3}{2} R_1 (I_{1d}^2 + I_{1q}^2) + \frac{3}{2} R_2 (I_{2d}^2 + I_{2q}^2) \quad (5)$$

According to the equations of the magnetic system of the motor, in field oriented control we have

$$I_{2d} = -I_{1d} + \frac{1}{L_\mu} \psi_2, \quad (6)$$

$$I_{2q} = -I_{1q}. \quad (7)$$

Now (6) and (7) can be substituted in (5) resulting in:

$$\begin{aligned}
 P_V &= \frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1q}^2 + \frac{3}{2}R_1I_{1d}^2 + \frac{3}{2}R_2 \left(-I_{1d} + \frac{1}{L_\mu}\psi_2 \right)^2 \\
 &= \frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1d}^2 + \frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1q}^2 + \frac{3R_2}{2L_\mu^2}\psi_2^2 - 3\frac{R_2}{L_\mu}\psi_2I_{1d}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

The equations (1) and (6) give the following relationship:

$$R_2I_{2d} = \frac{R_2}{L_\mu}\psi_2 - R_2I_{1d} = -\dot{\psi}_2 \tag{9}$$

Thus, the expression for power losses in steady state mode:

$$P_{V,stationary} = \frac{3}{2}R_1I_{1d}^2 + \frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1q}^2. \tag{10}$$

III. Optimization problem

This article takes its point of departure in the following considerations:

Field-oriented control scheme is used to control induction machine with orientation of the rotor flux ψ_2 along the d-axis of the synchronously rotating coordinate system $\psi_{2d} = \psi_2, \psi_{2q} = 0$ at a specific rotational speed and a given torque. At a certain point in time, the torque setpoint is changed. What must be done is to adjust motor parameters in such a manner that the energy loss during transient process is as low as possible. It is assumed that the dynamics of current regulators can be neglected as stated above. This neglect is justified in so far as their time constants in practice lie in a range up to one millisecond. That is why in this paper for the sake of simplicity a decision was made to proceed with this move. But the time constant for the transient process after torque setpoint change is comparable to the rotor time constant $T_2 = L_\mu/R_2$ and thus around 50 ms. The rotational speed reference is ramp-shaped which is customary in practice. A great emphasis will be placed on the field-generating current regulator.

When vector control is used, the magnitude of the torque-generating current I_{1q} is determined by the torque on the motor shaft and magnetic flux linkage. Taking into account that in steady state the motor develops a torque equal to the load torque, from the equation for the output torque (3) the steady state value of I_{1q} can be written

$$I_{1q} = \frac{2M_M}{3Z_p\psi_2}. \tag{11}$$

After substitution of (11) in (8), the power loss P_V for a constant M_M depends only on the state variable ψ_2 and manipulated field-generating current I_{1d} . At time $t = 0$ a torque setpoint change from M_{M0} to M_{M1} occurs when motor operated in steady state. Thus, the optimal control problem consists in the minimization of the time integral of power losses, that is, the energy loss:

$$J = \int_0^T \left(\frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1d}^2 + \frac{2}{3}(R_1 + R_2)\frac{M_M^2}{Z_p^2\psi_2^2} + \frac{3}{2}\frac{R_2}{L_\mu^2}\psi_2^2 - 3\frac{R_2}{L_\mu}\psi_2I_{1d} \right) dt \tag{12}$$

under the constraint (2) with boundary conditions $\psi_2(0) = \psi_{20}$ and $\psi_2(T) = \psi_{21}$. According to the task description the motor operates in steady state before torque setpoint change and afterwards when transient process is finished. Therefore, in steady-state at a given motor torque the optimal rotor flux linkage values ψ_{20} and ψ_{21} can be calculated by the following expression:

$$\psi_{2,stationary} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{M_M L_\mu}{Z_p} \sqrt{\frac{R_1 + R_2}{R_1}}}. \quad (13)$$

To find a solution of optimal control problem the Hamiltonian has to be defined:

$$\begin{aligned} H(I_{1d}, \psi_2, \lambda) = & \frac{3}{2}(R_1 + R_2)I_{1d}^2 + \frac{2}{3}(R_1 + R_2) \frac{M_M^2}{Z_p^2 \psi_2^2} + \frac{3}{2} \frac{R_2}{L_\mu^2} \psi_2^2 - 3 \frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 I_{1d} \\ & + \lambda \left(-\frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 + R_2 I_{1d} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

with the next first-order optimality conditions for the optimal trajectories that follow from Pontryagin's Maximum Principle:

$$\frac{\partial H}{\partial I_{1d}} = 3(R_1 + R_2)I_{1d} - 3 \frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 + \lambda R_2 = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \psi_2} = -\frac{4}{3}(R_1 + R_2) \frac{M_M^2}{Z_p^2 \psi_2^3} + 3 \frac{R_2}{L_\mu^2} \psi_2 - 3 \frac{R_2}{L_\mu} I_{1d} - \lambda \frac{R_2}{L_\mu} = -\dot{\lambda} \quad (16)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \lambda} = -\frac{R_2}{L_\mu} \psi_2 + R_2 I_{1d} = \dot{\psi} \quad (17)$$

The solution of the optimization problem can be obtained from the differential equation system above. However, only a numerical solution is possible. For this purpose, the model-predictive method based on a projected gradient search algorithm GRAMPC from [12] is used in this article, the principles of which are briefly described below.

GRAMPC is a software package that implements a model predictive control scheme for nonlinear systems by solving an optimal control problem with the prediction horizon $T_p > 0$. In order to maintain real-time feasibility of the overall MPC algorithm as well as limit the computational time a fixed number of gradient iterations $N_{I_{max}}$ is used in each new MPC step t_k and the current solution is used as new initialization (warmstart) to successively refine the predicted MPC trajectories over the single MPC steps. The result is a time-discrete trajectory for the control variable. In the present task, this would be a sequence of setpoint values for field-generating current I_{1d} . For the problem introduced in this paper, the basic algorithm to find a solution looks like as follows:

- Initialization of input trajectory $I_{1d}(t)$ for $t \in [t_k, t_k + T_p]$ and calculation of resulting value for $\psi_2(t)$ using expression (2).
- Iterations to solve the optimization problem:
 - 1) The adjoint state λ is calculated by backward time integration of (14).
 - 2) Taking into account the result of the previous step and expression (15), the search direction of the line search problem is defined for the iterative improvement of the solution. An improved trajectory $I_{1d}(t)$ is defined with a likewise calculated step size. Then a limitation of the control variable can be taken into account using projection function.
 - 3) With the improved trajectory $I_{1d}(t)$ a new prediction for $\psi_2(t)$ is carried out.
 - 4) Once the number of desired iterations is reached, the new control trajectory is calculated. $I_{1d}(t_k)$ is used as a manipulated variable for the process in this algorithm. Then the method starts again for $t_k + 1$. Otherwise the next iteration starts with the second item.

A detailed description of the gradient algorithm of GRAMPC, individual steps and the discussion of the background can be found in documentation [12] (see algorithm in Table 3.1).

IV. The method application

The algorithmic options of model predictive control concerning the numerical integrations in the basic procedure are in the foreground in this section. An algorithmic option named integrator specifies which integration scheme is used for the forward and backward integration of the system and adjoint dynamics. So far, the following integration methods are implemented within GRAMPC: Euler method (Option value: euler), modified Euler

method (Option value: modeuler), Heun method (Option value: heun) and a Runge-Kutta method of 4th order (option value: ruku45). The first mentioned integrators use a fixed step size, whereas the Runge-Kutta method is a variable step size integrator. The solution of the ordinary differential equations, first of all, comes down to the choice of the order of the numerical integration method. The order of the numerical method is not related to the order of the differential equation. These methods are characterized by such attributes as the rate of convergence, convenience, quality of the result, and type of step size.

In mathematics and computational science, the Euler method (also called forward Euler method) is a first-order numerical procedure for solving ordinary differential equations with a given initial value. It is the most basic explicit method for numerical integration of ordinary differential equations and also efficient enough to yield fairly accurate approximations of the actual solutions. Explicit methods calculate the state of the system at a later time from the state of the system at the current time without the need to solve algebraic equations. For the forward method, first a step size or h is chosen. The size of h determines the accuracy of the approximate solutions, meaning that as the step size decreases the error between the actual and the approximation reduces as well. This method produces a series of line segments, which thereby approximates the solution curve. Let $x_k, k = 0, 1, 2, \dots$ be a sequence in time with

$$x_{k+1} = x_k + h. \quad (18)$$

Let us denote y_k and Y_k as the exact and the approximate solution at $x = x_k$, respectively. To get Y_{k+1} from (x_k, Y_k) , the differential equation is used. Since the slope of the solution to the equation $y_t = f(x, y)$ at the point (x_k, y_k) is $f(x_k, y_k)$, the Euler method determines the point (x_{k+1}, Y_{k+1}) assuming that it lies on the line through the point (x_k, Y_k) with the slope $f(x_k, Y_k)$. From this reasoning, the formula for the slope of a line looks like as follows

$$Y_{k+1} = Y_k + f(x_k, Y_k)h. \quad (19)$$

Thus, knowing a value of the function $y_t = f(x, y)$ at the initial point (x_0, y_0) allows us with the help of the formula above find the approximate solution $y_1 = y_0 + f_0h$. The Euler method is more accurate if the step size is smaller. Roughly speaking, the error is halved by halving the step size. However, it doubles the amount of computation.

The next method that is to be described is still the same first-order method, however, in the middle of the step, a "primary" solution is found, and then its refinement occurs. This allows us to raise the order of the convergence rate to two. It is called Modified Euler method is another popular method of numerical analysis for the integration of initial value problem. It solves ordinary differential equations by approximating in an interval with slope as an arithmetic average. This method is a simple improvement on Euler's method in function evaluation per step. The calculation formula for the Euler method can be obtained using the expansion of the function $y(x)$ into Taylor series in a neighborhood of some point x_k :

$$y(x_k + h) = y(x_k) + h \frac{dy(x_k)}{dx} + \frac{h^2}{2!} \frac{d^2 y(x_k)}{dx^2} + \frac{h^3}{3!} \frac{d^3 y(x_k)}{dx^3} + \dots \quad (20)$$

Then define the second derivative, approximating it to a finite difference:

$$\frac{d^2 y(x_k)}{dx^2} = \frac{d}{dx} \left(\frac{dy(x_k)}{dx} \right) \approx \frac{\Delta y'}{\Delta x} = \frac{y'(x_k + h) - y'(x_k)}{h}. \quad (21)$$

Substituting this expression in (20) and discarding the terms of series beginning with the ones containing h^3

$$y(x_k + h) = y(x_k) + \frac{h}{2} \left[\frac{dy(x_k)}{dx} + \frac{dy(x_k + h)}{dx} \right]. \quad (22)$$

Replacing in the last expression the derivatives and using the abbreviated notation, we obtain the calculation formula of the modified Euler method:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{h}{2} [f(x_k, y_k) + f(x_{k+1}, y_{k+1})] \quad (23)$$

The relation (23) gives a solution for y_{k+1} in an implicit form, since y_{k+1} is present simultaneously in the left and right parts. It should be noted, that the use of implicit methods is justified by the fact that as a rule they are more stable than explicit ones. The modified Euler method provides the second order of accuracy. The error at each step is proportional to h^3 . Increase in accuracy can be achieved due to additional computer time in the calculation of each step.

A direct substitution of (19) into right-hand side of (23) gives the calculated ratio for Heun's method. Heun's method may refer to the improved or modified Euler's method, or a similar two-stage Runge-Kutta method. According to Heun's method, first the intermediate value \tilde{y}_{k+1} to be calculated and then the final approximation y_{k+1} at the next integration point.

$$\begin{aligned}\tilde{y}_{k+1} &= y_k + hf(x_k, y_k), \\ y_{k+1} &= y_k + \frac{h}{2}[f(x_k, y_k) + f(x_{k+1}, \tilde{y}_{k+1})]\end{aligned}\quad (24)$$

In the modified Euler's method, to obtain a second derivative $d^2y(x_k)/dx^2$ a finite-difference formula (21) is used, which includes the values of the first derivative $y'(x_k)$ and $y'(x_k + h)$ at the initial and final points of the step. If we calculate the third derivative in a similar way, having pre-calculated the second derivative at two points of the step, then (20) can be used to construct the calculated formula of the third-order accuracy method. For this purpose, the definition of the first derivative $y'(x)$ at the additional intermediate point between x_k and $x_k + h$.

Similar reasoning allows us to derive calculation formulas for higher-order methods that provide a noticeable reduction in the error of the solution. However, in practice, their implementation requires a significant increase in the amount of computation using additional intermediate points at each step.

There are other ways of constructing numerical methods with a high order of accuracy. One of them is used in the construction of the Runge-Kutta group of methods. It consists in approximating the solution of the differential equation by the sum

$$y(x_k + h) \approx \xi(x_k, h) = y(x_k) + \sum_{n=1}^p A_n k_n(h), \quad (25)$$

where A_n - coefficient of expansion, k_n - sequence of functions.

One of the most well-known version of the Runge-Kutta method corresponds to $p = 4$. This is a fourth-order accuracy method for which the error in the step is of order h^5 . Its calculated formulas have the following form:

$$y_{k+1} = y_k + \frac{k_1 + 2k_2 + 3k_3 + k_4}{6}, \quad (26)$$

where

$$\begin{aligned}k_1 &= hf(x_k, y_k), & k_2 &= hf\left(x_k + \frac{h}{2}, y_k + \frac{k_1}{2}\right), \\ k_3 &= hf\left(x_k + \frac{h}{2}, y_k + \frac{k_2}{2}\right), & k_4 &= hf(x_k + h, y_k + k_3).\end{aligned}$$

The Euler method and its modification considered above are essentially Runge-Kutta methods of the first and second order, respectively. Despite the increase in the volume of calculations, the fourth-order method has an advantage over the methods of the first and second orders, since it provides a small local error. The Runge-Kutta method is a variable step size integrator and, consequently, the calculation time can be shortened.

The figure below represents the result of solving the optimal control problem with the help of numerical integration methods described above.

The curves presented are the optimal trajectories for the field-generating current $I_{1d}(t)$. The given investigation is conducted using parameters of induction motor with rated power 370W. The main inductance is assumed to be constant. The test was performed for the case of load step change from 25% up to 100%. This simulation illustrates the fact that for solving the energy efficiency optimization problem for induction motor torque steps, the most convenient choice is Euler's integration method, due to

- 1) better optimal trajectory with lower current spikes that lead to additional losses;

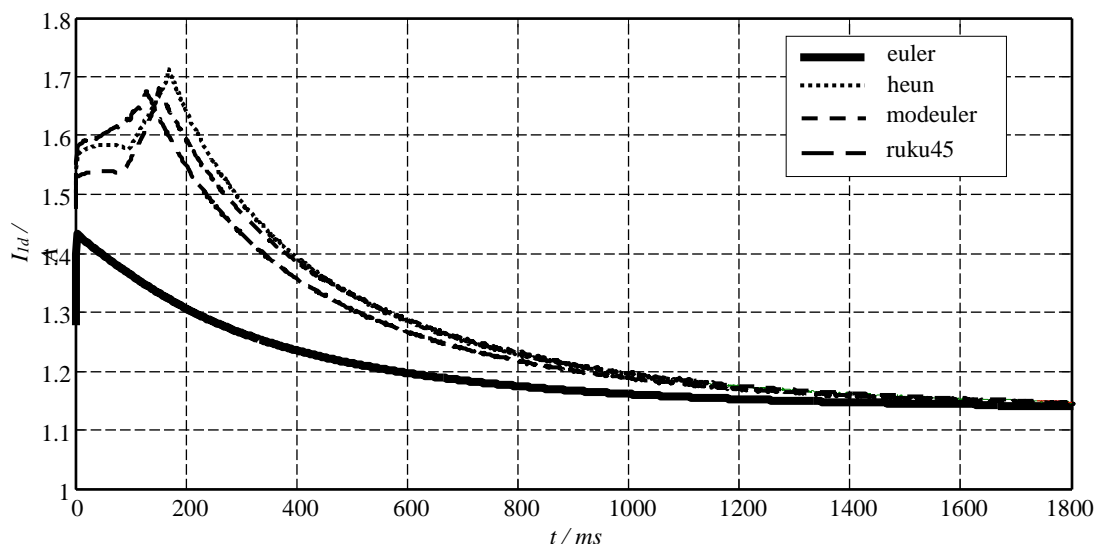


Fig. 2. Optimal control problem solution

2) higher computational speed which is very important for the task of real-time implementation as the model predictive approach requires high computational expenses for microprocessor technologies.

V. Conclusion

This paper has shown how a control method with a predictive model can be used to optimize the energy efficiency of an induction motor in dynamic mode. So, firstly the expression of power losses when considering only copper losses in dynamic mode was obtained. Assuming that the optimal control problem and first-order optimality conditions were formulated, the predictive model parameter concerning the numerical integrations was considered and it was shown that the Euler's integration method suits the best for solving the highlighted optimization problem.

Various additional issues will be addressed in the future including optimal choice of algorithmic parameters like prediction horizon, the maximum number of iterations to improve the solution of the optimization problem and number of data points for the control trajectory.

References

1. Bazzi, A. M. and Krein, P. T., Review of Methods for the Real-Time Loss Minimization in Induction Machines, *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 46, no. 6, pp. 2319-2328, 2010.
2. Blanus, B., New Trends in Efficiency Optimization of Induction Motor Drives, *New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems*, 2010.
3. Raj C. T., Srivastava S. P., and Agarwal P., Energy Efficient Control of Three-Phase Induction Motor – A Review, *International Journal of Computer and Electrical Engineering*, vol. 1, no. 1, pp. 61-70, 2009.
4. Abrahamsen, F., Energy Optimal Control of Induction Motor Drives. Dissertation, Aalborg: Institut for Energiteknik, Aalborg Universitet, 2000.
5. Lorenz, R. D. and Yang, S. M., Efficiency-Optimized Flux Trajectories for Closed-Cycle Operation of Field-Orientation Induction Machine Drives, *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 28, no. 3, pp. 574-580, 1992.
6. Klenke, F. and Hofmann, W., Energy-Efficient Control of Induction Motor Servo Drives With Optimized Motion and Flux Trajectories, *Proceedings of the 14th European Conference on Power Electronics and Applications*, pp. 1-7, 2011.
7. Canudas de Wit, C. and Ramirez, J., Optimal Torque Control for Current-Fed Induction Motors, *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 44, no. 5, 1084-1089, 1999.
8. Stumper, J.-F., Dötlinger, A. and Kennel, R., Loss Minimization of Induction Machines in Dynamic Operation, *IEEE Transactions On Energy Conversion*, vol. 28 no. 3, pp. 726-735, 2013.
9. Ranta, M., Qu, Z., Hinkkanen, M., and Luomi, J., Loss-Minimizing Flux Level Control of Induction Motor Drives, *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 48, no. 3, pp. 952-961, 2012.
10. Diachenko, G. and Schullerus, G., Simple dynamic energy efficient field oriented control in induction motors, *Proceeding of the 18th International Symposium on Power Electronics*, Novi Sad, Republic of Serbia, 28-30 Octob. 2015.
11. Aziukovskyi, O.O. and Bakutin, A.V., Design of Optimal High-Order Speed Controller, *Naukovi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, no. 1, pp. 71-76, 2014.
12. Käpermick, B., Graichen, K., U., GRAMPC documentation, Institute of Measurement, Control, and Microtechnology, University of Ulm, 2014.

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

АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

УДК 622.625.28

A.G. Monia, PhD, associate professor

(Ukraine, Dnipropetrovsk, National metallurgical academy of Ukraine)

DETERMINATION OF PRESSURE AND TEMPERATURE ON THE RUBBING SURFACES OF THE DISK BRAKE

Анотація. Мета статті – для вибраних шляхом математичного моделювання раціональних параметрів основних елементів дискового гальма шахтного локомотива з багатосекторним гальмовим диском обчислити максимальну температуру та визначити найбільший тиск на робочій поверхні. На основі математичного моделювання знайдені максимальна температура і найбільший тиск на робочій поверхні дискового гальма з багатосекторним гальмовим диском. Показано, що максимальна температура на поверхні тертя основних елементів дискового гальма з вибраними параметрами в специфічних шахтних умовах при найбільш несприятливих умовах роботи не перевищить допустиме значення.

Ключові слова: фрикційна пара, коефіцієнт зчеплення, дискове гальмо, гальмовий момент, колесо локомотива, рейкова колія.

Аннотация. Цель статьи – для выбранных путем математического моделирования рациональных параметров основных элементов дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском вычислить максимальную температуру и определить наибольшее давление на рабочей поверхности. На основе математического моделирования найдены максимальная температура и наибольшее давление на рабочей поверхности дискового тормоза с многосекторным тормозным диском. Показано, что максимальная температура на поверхности трения основных элементов дискового тормоза с выбранными параметрами в специфических шахтных условиях при наиболее неблагоприятных условиях работы не превысит допустимое значение.

Ключевые слова: фрикционная пара, коэффициент сцепления, дисковый тормоз, тормозной момент, колесо локомотива, рельсовый путь.

Abstract. Article purpose – for the rational parameters of basic elements of a disk brake of the mine locomotive chosen by mathematical modeling with a multisector brake disk to calculate the maximum temperature and to determine the largest pressure on a working surface. On the basis of mathematical modeling the maximum temperature and the largest pressure on a working surface of a disk brake with a multisector brake disk are found. It is shown that the maximum temperature on a surface of friction of basic elements of a disk brake with the chosen parameters in specific mine conditions at the most adverse conditions of work will not exceed admissible value.

Keywords: frictional couple, coupling coefficient, disk brake, brake moment, locomotive wheel, railway line.

Force of adhesion of wheels of the locomotive with rails depends both on a condition of a railway line, and on conditions of interaction of frictional couple a wheel rail [1]. Much attention is paid to research of implementation process of the greatest possible force of adhesion. The key parameter characterizing the force of adhesion of wheels with rails is the coupling coefficient. The brake moment created on a wheel by a wheel and block brake depends on the speed of the movement of the mine locomotive, a condition of a railway line and heating of a brake shoe that does not allow to implement possible coefficient of coupling fully. The disk brakes applied in transport systems have no this shortcoming [2].

The technique of the choice of the constant brake moment enclosed to an axis of wheel couple is given in work [3]. For the purpose of prevention of failure of coupling and the movement of wheels the skid (at the same time force of adhesion sharply falls and flats on wheels are formed) for miner electric locomotives recommends to implement 80% of the greatest possible brake moment.

The strongest impact on reliability of work of a brake mechanism is exerted by temperature condition. Underestimation of the thermal phenomena in brakes of modern machines can lead to a deviation of their performance data from rated and even to accident [2]. In relation to brake mechanisms of mine locomotives safety issues are on the first place. The brake overheat above maximum permissible temperature can become a cause of explosion of methane-air mixture and death of people. Thus, thermal calculation of elements of a brake mechanism of any machine working in mine - one of the most important tasks at its designing.

In the monograph [4] the problem of heating and cooling of a disk brake of mine hoist engines at the coefficient of mutual overlapping of a disk and frictional pads of blocks equal to unit is considered.

Article purpose – for the rational parameters of basic elements of a disk brake of the mine locomotive chosen by mathematical modeling with a multisector brake disk to calculate the maximum temperature and to determine the largest pressure on a working surface.

We will consider the choice of rational parameters of a disk brake with a multisector brake disk on the example of the mine E10 locomotive. Considering design features of an eight-wheel mine electric locomotive of E10, it is reasonable to place a disk brake on a shaft of the engine of each drive cart. It will allow to create two disk brakes the brake moment on all four axes. At placement of disk brakes on axes of four wheel couples their quantity would double. Besides, the necessary brake moment on an axis of wheel couple M_t is significantly more than necessary brake moment on an engine shaft M'_t ($M_t = uM'_t/2$ where u – a gear ratio of a reducer). Therefore, it would lead to increase in the geometrical sizes and a moment of inertia of brake disks, or to increase in their quantity, i.e. would complicate a design of brake system and would increase its cost.

When calculating frictional devices, the friction coefficient is usually considered as a constant, disregarding its dependence from changing in the course of work of temperature, speed and pressure. Take its smallest possible value for the considered frictional couple for a calculated value of coefficient of friction under existing conditions of work [2].

At determination of the geometrical sizes of a brake disk the internal radius of a working zone is chosen minimum admissible for constructive reasons, and external radius as it that during creation of the maximum brake moment pressure in a working zone did not exceed admissible value for considered frictional couple [2].

Let's accept quantity of the sectors of a brake disk made in turn of steel 45 HB 415 and the Ч1 15-32 HB 200 gray cast iron, equal to eight, pads of the brake shoes made of frictional material 6KH-1 (press material of cold formation) [5] - in the form of ring sector with the central corner $\alpha = \pi/4$. Friction coefficients for the specified couples of materials of a disk and frictional pads are respectively equal to 0,535 and 0,41 [2].

Let's define the maximum necessary moment of braking on an engine shaft M'_{tmax} in the assumption that on the locomotive steel wheels are established. Proceeding from quantity of sectors of a brake disk and a form of frictional pads, we come to a conclusion that dependence of the pulsing braking moment on an engine shaft from the angular coordinate of a shaft of the engine φ_1 can with sufficient degree of accuracy be described by expression

$$\begin{aligned} M'_t &= 2(M_0 - A \sin(n\varphi_2))/u = M'_0 - A' \sin(n'\varphi_1) = \\ &= M'_0 \left(1 - A^* \sin(n'\varphi_1)\right) = M'_0 \left(1 - \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \sin(n'\varphi_1)\right) \quad (\mu_1 > \mu_2), \end{aligned} \quad (1)$$

where M_0, M'_0 – constant components of the moments of braking respectively on an axis of wheel couple and on an engine shaft; n, n' – numbers of the periods of a sinusoid for one turn according to an axis of wheel couple and a shaft of the engine; φ_2 – angular coordinate of an axis of wheel couple; A, A' – amplitudes of fluctuations of variable components of the moments of braking on an axis of wheel couple and on an engine shaft; $A^* = A'/M'_0$; μ_1, μ_2 – friction coefficients for two couples of materials of a disk and frictional pads.

Let's integrate taking into account a formula (1) system of differential equations [5]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{m_c}{4} - m_3 - m_4\right) \ddot{y} &= -\left[C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4)\right]; \\ m_3 \ddot{y}_3 &= C_{y3}(y - y_3) + \beta_{y3}(\dot{y} - \dot{y}_3) + F_3(S_3); \\ m_4 \ddot{y}_4 &= C_{y4}(y - y_4) + \beta_{y4}(\dot{y} - \dot{y}_4) + F_4(S_4); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= -\left[C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + rF_3(S_3)\right]; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 &= -\left[C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) + rF_4(S_4)\right]; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_{\varphi3}(\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{\varphi3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi4}(\varphi_4 - \varphi_2) + \beta_{\varphi4}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) - uM'_t/2, \end{aligned}$$

where y, y_3, y_4 – linear movements of the locomotive and corresponding wheels; $\dot{y}, \dot{y}_3, \dot{y}_4$ – linear speeds; $\ddot{y}, \ddot{y}_3, \ddot{y}_4$ – linear accelerations; $F_3 = \psi_3(S_3)m_l g/8, F_4 = \psi_4(S_4)m_l g/8$ – forces of adhesion of the corre-

sponding wheels; $\psi_3 = k_1 \left[th(k_2 S_3) - k_3 S_3 + k_4 S_3^3 \right]$, $\psi_4 = k_1 \left[th(k_2 S_4) - k_3 S_4 + k_4 S_4^3 \right]$ – coefficients of coupling of the corresponding wheels (in the mode of braking accept negative values); k_1, k_2, k_3, k_4 – numerical coefficients of the mechanical characteristic of frictional couple; $S_3 = (\dot{\varphi}_3 r - \dot{y}_3) / \dot{y}_3$, $S_4 = (\dot{\varphi}_4 r - \dot{y}_4) / \dot{y}_4$ – relative slidings of the corresponding wheels; $\ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3, \ddot{\varphi}_4$ – angular accelerations of an output shaft of a reducer and the corresponding wheels; r – radius of a circle of swing of wheels; m_l – mass of the locomotive; g – acceleration of gravity; M'_t – the braking moment on an engine shaft.

When calculating we will use geometrical, weight, elastic and dissipative and zhestkostny characteristics of elements of a mine electric locomotive of E10. Let's accept the mass of structure to the equal mass of the locomotive, i.e. $m_c = m_l = 10^4$ kg. Let's set the initial speed of the engine $v_0 = 1$ m/s. Numerical coefficients of the mechanical characteristic of frictional couple k_1, k_2, k_3, k_4 we will take for a case when rails are sanded [6]. Let's receive that failure of coupling in the course of braking will happen at $M'_0 \geq 766$ N·m. Thus, the maximum value of a constant component of the moment of braking on an engine shaft $M'_{0max} = 766$ N·m. The maximum instantaneous value of the necessary brake moment on an engine shaft

$$M'_{tmax} = M'_{0max} \left(1 + \frac{\mu_1 - \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \right) \quad (\mu_1 > \mu_2).$$

At the chosen materials of sectors of a brake disk and frictional pads $M'_{tmax} = 867$ N·m.

Let's consider a disk brake with one brake disk. For constructive reasons we accept the internal radius of a working zone of a disk $R_1 = 9,3 \cdot 10^{-2}$ m. Let's determine the external radius of a working zone of a disk R_2 . The maximum pressure upon friction surfaces arising during creation of the maximum brake moment M'_{tmax}

$$p_{max} = \frac{M'_{tmax}}{2\mu_{naim} R_e F} = [p],$$

where μ_{naim} – the smallest possible value of coefficient of friction for couple of materials of a disk and friction-

al pads under existing conditions works; $R_e = \frac{2(R_2^3 - R_1^3)\alpha}{3(R_2^2 - R_1^2)\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}$ – equivalent radius of friction [2];

$F = \alpha(R_2^2 - R_1^2)/2$ – area of contact of a pad and disk; $[p]$ – the maximum admissible pressure in disk brakes for the considered frictional couple.

After transformations we will receive:

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{6M'_{tmax}\sqrt{2(1 - \cos \alpha)}}{\mu_{naim}\alpha[p]\pi} + R_1^3}.$$

We accept $\mu_{naim} = 0,38$ (taking into account the dependences given in work [7]); $[p] = 8,29 \cdot 10^5$ N/m² [2]. Then $R_2 = 1,8 \cdot 10^{-1}$ m.

In work [8] it is shown that the maximum temperature on a surface of friction of a disk reached at the end of braking is stabilized, since the third cycle including braking to a full stop and dispersal. Let's expect temperature surfaces of friction of a brake disk at the end of the third braking to a full stop. We will determine dimensionless temperature on a friction surface in the course of heating by a formula [8]

$$\theta_{1,2}(\rho, 0, Fo) = \frac{2\pi Bi_{1,2}}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho) (2 + \pi \rho_1 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))}{v_n (4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(\rho_1 v_n))} \times$$

$$\times \int_0^{Fo} Ki(Fo - \tau) \varphi_{1,2}(v_n, \tau) d\tau,$$

where $\theta_{1,2} = (T_{1,2} - T_n) / (T_d - T_n)$ – dimensionless temperature (hereinafter the index 1 belongs to a disk, 2 – to frictional pads); $T_{1,2}$ – temperature; T_n – reference temperature of a disk and pads; T_d – admissible temperature on a friction surface; $\rho = r/R_2$; $\rho_1 = R_1/R_2$; $Fo = a_1 t / R_2^2$ – Fourier's criterion (dimensionless time); $a_{1,2} = \lambda_{1,2} / c_{1,2} \gamma_{1,2}$ – coefficients of heat diffusivity of a disk and frictional pads respectively; $\lambda_{1,2}$ – heat conductivity coefficients; $c_{1,2}$ – specific heat capacities; $\gamma_{1,2}$ – density; t – time; $Bi_{1,2} = \sigma_{1,2} R_2 / \lambda_{1,2}$ – Biot's criterion; $\sigma_{1,2}$ – heat emission coefficients; $V_{01,2}(v_n \rho) = (Bi_{1,2} Y_0(v_n) - v_n Y_1(v_n)) J_0(v_n \rho) + (v_n J_1(v_n) - Bi_{1,2} J_0(v_n)) Y_0(v_n \rho)$ – a kernel of final integral transformation of Hankel on a variable ρ ; Y_0, Y_1, J_0, J_1 – Bessel functions; v_n – the eigenvalues defined from the equation

$$\begin{aligned} & (v_n J_1(v_n \rho_1) + Bi_{1,2} J_0(v_n \rho_1)) (v_n Y_1(v_n) - Bi_{1,2} Y_0(v_n)) - \\ & - (v_n J_1(v_n) - Bi_{1,2} J_0(v_n)) (v_n Y_1(v_n \rho_1) + Bi_{1,2} Y_0(v_n \rho_1)) = 0; \end{aligned}$$

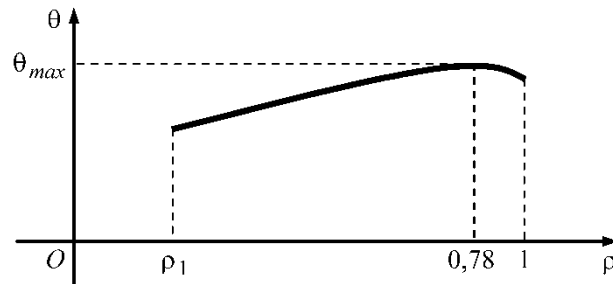
$Ki = q(t) R_2 / (T_d - T_n) \lambda_1$ – Kirpichev's criterion; $q(t) = \frac{M'_t \omega_n}{t F} \int_0^t \left(1 - \frac{\tau}{t}\right) d\tau$ – thermal flow; ω_n – the angular speed of a disk in an initial instant; t_t – braking time;

$$\varphi_1 = \alpha_{tp} \kappa e^{-v_n^2 Fo} \left(\frac{1}{\sqrt{\pi Fo}} - (1 - \kappa) Bi_1 e^{\kappa^2 Bi_1^2 Fo} \operatorname{erfc}((1 - \kappa) Bi_1 \sqrt{Fo}) \right); \quad \varphi_2 = \frac{(1 - \alpha_{tp}) \sqrt{a} e^{-a v_n^2 Fo}}{\lambda \sqrt{\pi Fo}};$$

$\alpha_{tp} = \sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} / (\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2})$ – the coefficient of distribution of thermal flows showing what part of heat generated at friction is taken away in a brake disk; $\kappa = \alpha / 2\pi$, $\operatorname{erfc} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_x^\infty e^{-\tau^2} d\tau = 1 - \operatorname{erf} x$;

$\operatorname{erf} x = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-\tau^2} d\tau$ – integral of probabilities $a = a_2 / a_1$; $\lambda = \lambda_2 / \lambda_1$.

Apparently from drawing, in a final instant dependence of dimensionless temperature on a surface of friction of a brake disk from dimensionless radius has a maximum in a point $\rho_0 = 0,78$.



**Dependence of dimensionless temperature on a surface
brake disk from dimensionless radius at the end of braking**

During cooling we will determine dimensionless temperature on a surface of friction from a ratio which conclusion is similar provided in the monograph [4]:

$$\theta_{1,2}(\rho, 0, Fo) = \frac{2\pi^2}{Bi_{1,2}^2 + 1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V_{0,1,2}(v_n \rho)}{4 - \pi^2 \rho_1^2 V_{0,1,2}(v_n \rho_1)} \int_0^{Fo} \eta_{1,2}(v_n, \tau) d\tau + U_{1,2},$$

$$\eta_{1,2} = c_{1,2} \exp \left[-\left(d_{1,2} - Bi_{1,2}^2\right) \right] \left(\frac{\exp \left(-d_{1,2} Fo\right)}{\sqrt{\pi Fo}} - \sqrt{d_{1,2}} \exp \left(d_{1,2} Fo\right) - 1 \right),$$

where $c_1 = U_1 Bi_1$; $c_2 = \sqrt{a} U_2 Bi_2$; $U_{1,2} = (T_{k1,2} - T_n) / (T_d - T_n)$. At repeated heating instead of T_n it is necessary to substitute the maximum temperature on a surface of friction of a disk at the end of the cooling period. $T_{k1,2}$ – the maximum temperature at the end of the heating period on a friction surface; $d_1 = v_n^2$; $d_2 = a v_n^2$. Temperature is defined from a ratio

$$T_{1,2} = \theta_{1,2}(T_d - T_n) + T_n.$$

Calculation is feasible in the assumption that the disk is not broken into sectors and is made either of steel 45 HB 415, or of the СЧ 15-32 HB 200 gray cast iron at the following input datas: $\omega_n = 201,39$ rad/s (corresponds to the linear speed of the engine $\dot{y} = 5$ m/s); braking time $t_t = 21$ s; dispersal time $t_p = 29$ s; $T_n = 25$ °C; $T_d = 240$ °C. For the disk made of steel 45 HB 415, $a_1 = 1,3 \cdot 10^{-5}$ m²/s; $a_2 = 6,7 \cdot 10^{-8}$ m²/s; $\lambda_1 = 4,5 \cdot 10^1$ Wt/(m·°C); $\lambda_2 = 5,1 \cdot 10^{-1}$ Wt/(m·°C); $c_1 = 461$ J/(kg·°C); $c_2 = 963$ J/(kg·°C); $\sigma_1 = 44$ Wt/(m·°C); $\sigma_2 = 8$ Wt/m·°C. For the disk made of the СЧ 15-32 HB 200 gray cast iron, $a_1 = 1,7 \cdot 10^{-5}$ m²/s; $\lambda_1 = 6,3 \cdot 10^1$ Wt/(m·°C); $c_1 = 502$ J/(kg·°C); $\sigma_1 = 44$ Wt/(m·°C). Then the maximum temperature at the end of the third braking on a surface of friction of a brake disk from steel 45 HB 415 $T_1 = 198$ °C, and on a surface of friction of a brake disk from the СЧ 15-32 HB 200 gray cast iron – $T_1 = 206$ °C. Thus, taking into account the dependences given in work [7] in specific mine conditions at the end of the third braking to a full stop the maximum temperature on a surface of friction of a multisector disk will not exceed admissible value.

Conclusions

1. On the basis of mathematical modeling of rational parameters of basic elements of a disk brake of the mine locomotive with a multisector brake disk the maximum temperature and the largest pressure on its working surface are determined.

2. It is established that at the chosen parameters of a disk brake with a multisector disk in specific mine conditions at the end of the third braking to a full stop the maximum temperature on a surface of friction will make no more than 206 °C, i.e. will not exceed admissible value.

References

1. Проців В.В. Формування динамічної моделі шахтного шарнірно-зчленованого локомотива, що рухається в режимі гальмування [Текст] / В.В. Проців // Наук. вісн. НГУ. – 2009. – № 4. – С. 76–83.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины [Текст]: учебн. [для студ. высш. учебн. зав.] / М.П. Александров – М.: Высш. шк., 2000. – 552 с.
3. Проців В. В. Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактi колеса та рейки [Текст] / В. В. Проців, О. Є. Гончар // Зб. наук. праць НГУ. – 2010. – № 34. – Т. 2. – С. 160 – 171.
4. Белобров В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин [Текст] / В.И. Белобров, В.Ф. Абрамовский, В.И. Самуся – К.: Наук. думка, 1990. – 176 с.
5. Моця А.Г. Выбор рациональных параметров дискового тормоза шахтного локомотива с многосекторным тормозным диском [Текст] / А.Г. Моця // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2003. – Вип. 71. – С. 75–82.
6. Проців В.В. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива в режиме торможения [Текст] / В.В. Проців, А.Г. Моця // Геотехн. механіка: міжвід. зб. наук. праць. – 2002. – Вип. 40. – С. 231-236.
7. Сердюк А.А. Температурные и фрикционные характеристики дискового тормоза в условиях повышенного содержания пыли и влаги [Текст] / А.А. Сердюк, А.Г. Моця // Сб. науч. тр. НГУ. – 2003. – Т. 2, №17. – С. 246–250.
8. Моця А.Г. Интегрирование дифференциального уравнения теплопроводности для определения тепловой нагрузки дискового тормоза шахтного локомотива [Текст] / А.Г. Моця // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – № 3. – С. 86–91.

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

Л.І. Цвіркун канд. техн. наук, Л.В. Бешта, А.В. Кожевніков канд. техн. наук
(Україна, Дніпро, Національний гірничий університет)

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ГРАВІТАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ ЗБАГАЧЕННЯ ВУГІЛЬНИХ ШЛАМІВ ДЛЯ ПОДАЛЬШОЇ АВТОМАТИЗАЦІЇ

Анотація. Проведений аналіз збагачення вугілля засвідчив, що гідравлічні класифікатори – одні із ефективніших апаратів для збагачення вугільних шламів.

Повний факторний експеримент, проведений на фізичній моделі гідравлічного класифікатора, дозволив установити закономірності розподілу матеріалу у висхідному потоці рідини апарата "Floatex".

Ідентифікація гідравлічного класифікатора дозволила отримати уточнену за експериментальними даними модель об'єкта, що дає можливість розробити алгоритми керування апаратом "Floatex" для подальшої автоматизації.

Ключові слова: автоматизація, алгоритми керування, ідентифікація, збагачення, вугільні шлами, гравітаційні методи, гідравлічний класифікатор.

Аннотация. Проведенный анализ обогащения угля показал, что гидравлические классификаторы – одни из эффективных аппаратов для обогащения угольных шламов.

Полный факторный эксперимент, проведенный на физической модели гидравлического классификатора, позволил установить закономерности распределения материала в восходящем потоке жидкости аппарата "Floatex".

Идентификация гидравлического классификатора позволила получить уточненную по экспериментальным данным модель объекта, что позволяет разработать алгоритмы управления аппаратом "Floatex" для дальнейшей автоматизации.

Ключевые слова: автоматизация, алгоритмы управления, идентификация, обогащение, угольные шламы, гравитационные методы, гидравлический классификатор.

Abstract. Conducted analysis of coal enrichment showed that hydraulic classifiers are one of the most effective devices for enriching coal slimes.

The full factorial experiment, carried out on the physical model of the hydraulic classifier, made it possible to establish regularities in the distribution of material in the ascending fluid flow of the "Floatex" apparatus.

The identification of the hydraulic classifier made it possible to obtain a model of the object refined from the experimental data, which makes it possible to develop algorithms for controlling the "Floatex" apparatus for further automation.

Keywords: automation, control algorithms, identification, enrichment, coal sludge, gravitational methods, hydraulic classifier.

Вступ

Збагачення вугільного шламу нині є в важливу проблему, вирішення якої неможливе без автоматизації. Вона дозволить не тільки знизити втрати палива з відходами, а й поліпшити технологію збагачення вугілля, збільшити вихід цінних продуктів збагачення і знизити собівартість концентрату.

Процес збагачення полягає в обробці видобутої сировини, в результаті якої відділяється чисте вугілля від різних мінеральних домішок і порожніх порід.

При збагаченні вугілля отримуються зазвичай три види продукту: концентрат низькозольний, малосірчаний; промисловий продукт, високозольний (енергетичне паливо); шлами [1].

Сьогодні ринку збуту вугілля потрібен концентрат кращої якості з низьким вмістом золи, вологи і сірки.

Постановка задачі

Проведені дослідження засвідчили, що у теперешній час ринку необхідні поставки концентрату вугілля кращої якості з низьким вмістом золи, вологи і сірки.

Нині за кордоном широкого поширення набула технологія гравітаційного збагачення вугільного шламу, що переробляється за крупністю або щільністю. Дана технологія має високу економічну ефективність, а її елементами є апарати гравітаційного поділу.

В Україні застосування зазначеної технології стримується недостатньою вивченістю процесів, які відбуваються в гравітаційній системі, що важливо при її автоматизації.

Тому для реалізації таких технологій необхідно виконати вибір і обґрунтування методу збагачення вугільних шламів, розробити та уточнити за експериментальними даними модель об'єкта автоматизації.

Вирішення задачі

Увесь цикл переробки вугілля з метою збагачення включає в себе три основних етапи [1]: підготовчий (дроблення, подрібнення, грохочіння та класифікація), безпосереднє збагачення (гравітаційне, фло-таційне або електрична сепарація) і останній або прикінцевий (сушка, якщо проводиться мокрий спосіб збагачення).

Через сучасну механізацію видобутку вугілля, рядове вугілля містить багато дрібних фракцій і породи, що приводить до збільшення вугільної дріб'язки і відповідно до шламів при збагаченні.

Одним з технологічних рішень, які спрямовані на ефективну переробку шламів з отриманням товарного продукту з покращеними споживчими властивостями, є гравітаційні методи збагачення.

Гравітаційні методи збагачення вугільних шламів нефлотаційної крупності займають провідне місце серед інших методів збагачення як в практиці переробки вугілля, так і золотовмісних, вольфрамових руд і руд чорних металів [1]. Дані технології мають високу економічну ефективність, оскільки висока продуктивність гравітаційних машин дозволяє спростувати технологічні схеми збагачувальних фабрик, знижувати питомі капітальні витрати на їх будівництво, собівартість переробки і зменшувати кількість обслуговуючого персоналу.

В останні роки застосовуються такі методи гравітаційного збагачення вугільних шламів: у важкосередовищних циклонах, гвинтових сепараторах, відсаджувальних машинах, гідросайзерах тощо.

Перевагами технології збагачення вугілля у важкосередовищних гідроциклонах є: відносно висока точність розподілу; ефективне збагачення вугілля важкої і дуже важкої збагачуваності; висока точність регулювання щільності розподілу.

Недоліки: відносно високі експлуатаційні витрати (головним чином на електроенергію і магнетит); необхідність регенерації магнетитової суспензії.

Застосування гвинтових сепараторів базується на низьких експлуатаційних витратах при досить високій ефективності розподілу вихідного вугілля на фракції різної щільності, особливо при виділенні високозольних важких фракцій. Можна стверджувати, що це найменш витратне обладнання, що застосовується в гравітаційних процесах збагачення.

Відсаджувальні машини набули широкого поширення в практиці збагачення всіх типів енергетичного і коксівного вугілля легкої та середньої фракції завдяки: можливості ефективного збагачення вугілля різного фракційного і гранулометричного складів у широкому діапазоні їх марочної приналежності; цільового призначення та збагачуваності; малоопераційності технологічного комплексу; високої продуктивності (5–20 т/рік на м² робочої площі відсаджувальної машини); відносно низької енергоємності процесу.

Але для збагачення тонких шламів ефективність їх застосування, а також гвинтових сепараторів – відносно низька.

Застосування гідросайзерів є вирішенням проблем при збагаченні дрібних вугільних фракцій, оскільки останні забезпечують високоефективне вилучення вугільної фракції розміром 0,08–3 мм. Метод поєднує відносно низькі капітальні та експлуатаційні витрати з можливим простим автоматичним режимом роботи.

Переваги гідросайзерів: відносна простота пристрою, можливість збагачення вугілля з низькою щільністю розподілу менше 1500 кг/м³, можливість автоматичного регулювання щільності розподілу, відносно висока питома продуктивність, великий термін роботи.

Таким чином, аналіз виявив, що для збагачення вугільних шламів найбільш ефективним є гравітаційний метод із застосуванням гідросайзерів.

Розглянемо гідросайзер "Floatex", який має досконалу конструкцію за рахунок обладнання декількома розвантажувальними клапанами для стабілізації режиму розподілу і може бути використаний для збагачення вугільних шламів.

Детально конструкцію і принцип роботи гідросайзера "Floatex" розглянуто в роботі [1].

Апарат "Floatex" являє собою сепаратор з стисненим осадженням шламу в потоці води, що підіймається. Апарат є ємністю, яка звужується до низу.

Потік води, що підіймається, під постійним тиском та із заданою швидкістю поступає в камеру тиску, і далі рівномірно розподіляється у гідросайзер через розподільну пластину. Вода подається окремим насосом з бака з постійним заповненням води.

Для досягнення необхідного значення швидкості потоку при запуску установки передбачена система клапанів регулювання потоку разом з витратомірами.

Згідно з процесами, що відбуваються, в апараті можна виділити дві частини: відділення класифікації (вище подачі води) і відділення збору і розвантаження важких фракцій (нижче подачі води).

Між ними розташовується пристрій (система трубок, встановлених на певній відстані одна від одної), який утворює висхідні потоки рідини.

Через верхню частину в гідросайзер безперервно завантажуються вугільні шлами у вигляді пульпи, з вмістом 40–60% твердої фази за масою.

З надходженням пульпи мінерали взаємодіють з попередньо сформованим прошарком, який знаходиться в підвищеному стані за рахунок висхідного потоку води, швидкість якого визначається гранулометриєю і плотнометрією живлення та необхідною щільністю розподілу пульпи. Під час попадання частинок у висхідний потік води відбувається їх розподіл. Тверда фаза в гідросайзері розділяється таким чином, що більші (або важкі) частинки концентруються в нижній частині сепаратора, а тонкодисперсні (легкі) частинки – у верхній частині.

Таким чином, зважений прошарок більш легкої фракції вугілля утворюється зверху важких фракцій.

Щільність зваженого прошарку підтримується регульованим скиданням надлишку матеріалу через розвантажувальні клапана гідросайзера.

Вихідний матеріал, що подається, витісняє дрібну і легку фракції вугілля через перелив гідросайзера в зливний жолоб. Важкі фракції опускаються вниз під дією сили тяжіння і згодом віддаляються через розвантажувальний отвір, яке змінюється системою автоматичного регулювання. Для безперервної роботи гідросайзера необхідно підтримувати постійну подачу висхідного потоку води при постійному тиску.

Фізичні процеси, які відбуваються, у відділенні збирання і розвантаження важких фракцій, подібні до тих, що мають місце в сгущувальній воронці і досить добре формалізовані [2].

Відомі також і моделі, що описують рух легких частинок у висхідному потоці різних середовищ (рідина, газ). Так, у роботі проф. Тихонова О.М. описані процеси розподілу матеріалу, в основі яких лежать аналітичні методи з використанням фізичних законів матеріального миру і з'єднаних за допомогою комплексу гіпотез [2]. Проте, як моделі, що складаються із сукупності інтегродиференціальних рівнянь, вони погано розкриті, не враховують конструктивних особливостей технологічного апарата і, що саме головне, малопридатні для вирішення проблеми керування.

У роботі [3] отримана математична модель переміщення легких частинок на основі експериментального методу. На жаль, дана модель придатна тільки для описання руху необмежених частинок в окремому одиничному висхідному потоці. Крім того, в її структурі відсутні характерні елементи для вирішення проблеми керування.

Моделі технологічних процесів, які отримані різним способом і призначені для застосування в системі керування, повинні містити істотну інформацію про вплив окремих факторів і ефектів їх взаємодії на величини, за якими оцінюється якість ведення технологічного процесу. Інформацію про зазначені причинно-наслідкові зв'язки в об'єкті керування з найбільшою ефективністю можна отримати шляхом проведення активного експерименту на фізичній моделі технологічного процесу [4].

Проведення експерименту

У Національному гірничому університеті була розроблена фізична модель технологічного апарата "Floatex" [2]. На цій моделі був проведений повний факторний експеримент для встановлення причинно-наслідкових зв'язків процесу розподілу матеріалу і відображення їх у вигляді регресійних залежностей.

Структура математичної моделі гідравлічного класифікатора наведено на рис. 1, де D_p – гранулометричний склад пульпи; Q_p – об'ємні витрати пульпи у живленні; Q_v – витрата води, що подається; H_u – рівень зони ущільнення над поверхнею трубопроводу – вхідні величини.

D_{gp} – гранулометричний склад готового продукту; γ_i – відсотковий склад i -го класу; Q_{gp} – об'ємні витрати готового продукту – вихідні величини.



Рис. 1. Структурна схема моделі гідравлічного класифікатора

Ця установка має два основні канали керування, які зв'язані через технологічний процес:

- витрати води, що подається, – гранулометричний склад (щільність) готового продукту;
- площа розвантажувального перерізу – висота зони ущільнення.

Метою експерименту було одержання статичних і динамічних характеристик даного об'єкта і подальший синтез системи автоматичного керування [2].

Як тверда фаза пульпи, яка подається в апарат, використаний мінерал з $\rho = 2,42 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$. Верхньому "+" і нижньому "-" рівням вхідних величин відповідають такі значення: гранулометричного складу – $\gamma_{\max} (0,5 \dots 0,2)$ мм та $\gamma_{\min} (0,2 \dots 0)$ мм; витрата води, що подається, – 3 л/хв та 1,5 л/хв; зважений прошарок – 30 мм та 5 мм; витрати пульпи в живленні – 700 гр/хв та 900 гр/хв відповідно.

Грансклад (крупність легкого продукту) визначався на базі ситового аналізу, що припускав отримання попередніх оцінок часу перехідного процесу при східчастотній зміні одного або декількох вхідних параметрів і значенні мінімальної маси проби, що відбиралась для ситового аналізу.

Для проведення експерименту відбиралися проби матеріалу з таким гранулометричним складом: $\gamma_{\max} (0,5 \dots 0,2)$; $\gamma_{\min} (0,2 \dots 0)$.

Експеримент проводився у такій послідовності:

У завантажувальну частину апарата рівномірно подавали матеріал. При чому, згідно з планом експерименту, верхньому рівню ("+") відповідало значення $\gamma_{\max}=0,67 \%$ і $\gamma_{\min}=0,33 \%$; нижньому рівню ("-") – $\gamma_{\max}=0,33 \%$ і $\gamma_{\min}=0,67 \%$.

Паралельно з подачею матеріалу в заповнений класифікатор через трубопроводи подавали воду зі швидкістю рівня "+" – 3 л/хв; для "-" – 1,5 л/хв.

Мінімальна маса проби визначалася за відомими залежностями [4]:

$$m = 0,25 \cdot \rho \cdot f \cdot d_c \cdot S_{\text{vidt}}^{-2} \cdot (d_{\max}^2 - d_c^4 \cdot d_{\max}^{-2}),$$

де, ρ – щільність матеріалу; f – коефіцієнт форми; d_c – розмір комірки сита; S_{vidt}^2 – дисперсія відтворюваності; d_{\max} – максимальний розмір шматка.

Графіки перехідних процесів $D_n(t)$ і $Q_n(t)$ наведені на рис. 2.

Неважко побачити, що тривалість перехідного процесу, для зазначених вихідних величин становить 100 с. Згідно з рекомендаціями у роботі [5] при проведенні планованого експерименту цей час збільшився на 20 %.

Виконані дослідження дозволили встановити закономірності розподілу матеріалу у висхідному потоці рідини та отримати уточнену за експериментальними даними модель об'єкта, що дає можливість розробити алгоритми керування апаратом "Floatex" для подальшої автоматизації.

Висновки

Таким чином:

- проведений аналіз збагачення вугілля засвідчив, що гідравлічні класифікатори – одні із ефективніших апаратів для збагачення вугільних шламів;
- повний факторний експеримент, проведений на фізичній моделі гідравлічного класифікатора, дозволив установити закономірності розподілу матеріалу у висхідному потоці рідини апарата "Floatex";
- ідентифікація гідравлічного класифікатора дозволила отримати уточнену за експериментальними даними модель об'єкта, що дає можливість розробити алгоритми керування апаратом "Floatex" для подальшої автоматизації.

Список використаних джерел

1. Цвіркун Л.І. Аналіз стану і вибір методу збагачення вугільних шламів з метою подальшої автоматизації / Л.І. Цвіркуна, Л.В. Бешта // Збірник наукових праць НГУ. – Д.: НГУ, 2017. – № 50. – С. 288-293.
2. Бешта Л.В. Физическая модель гравитационного обогащения угольных шламов в аппарате «Floatex» / Л.В. Бешта, Д.А. Бешта, Л.И. Цвиркун // Проблеми розвитку впровадження інформаційних технологій у наукову та інноваційну сферу освіти: матеріали XI міжнар. конф., 25 листопада 2014 р., м. Дніпропетровськ, Д.: Національний гірничий університет, 2014. – С. 30-31.
3. Барский Е. Барский М. Оптимальные скорости потока воздуха в гравитационных процессах разделения и их соотношение со скоростями витания и осаждения частиц. – "Обогащение руд". №2 2002
4. Козин В.З. Опробование и контроль технологических процессов обогащения. – М.: Недра, 1985. – 294 с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В. Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

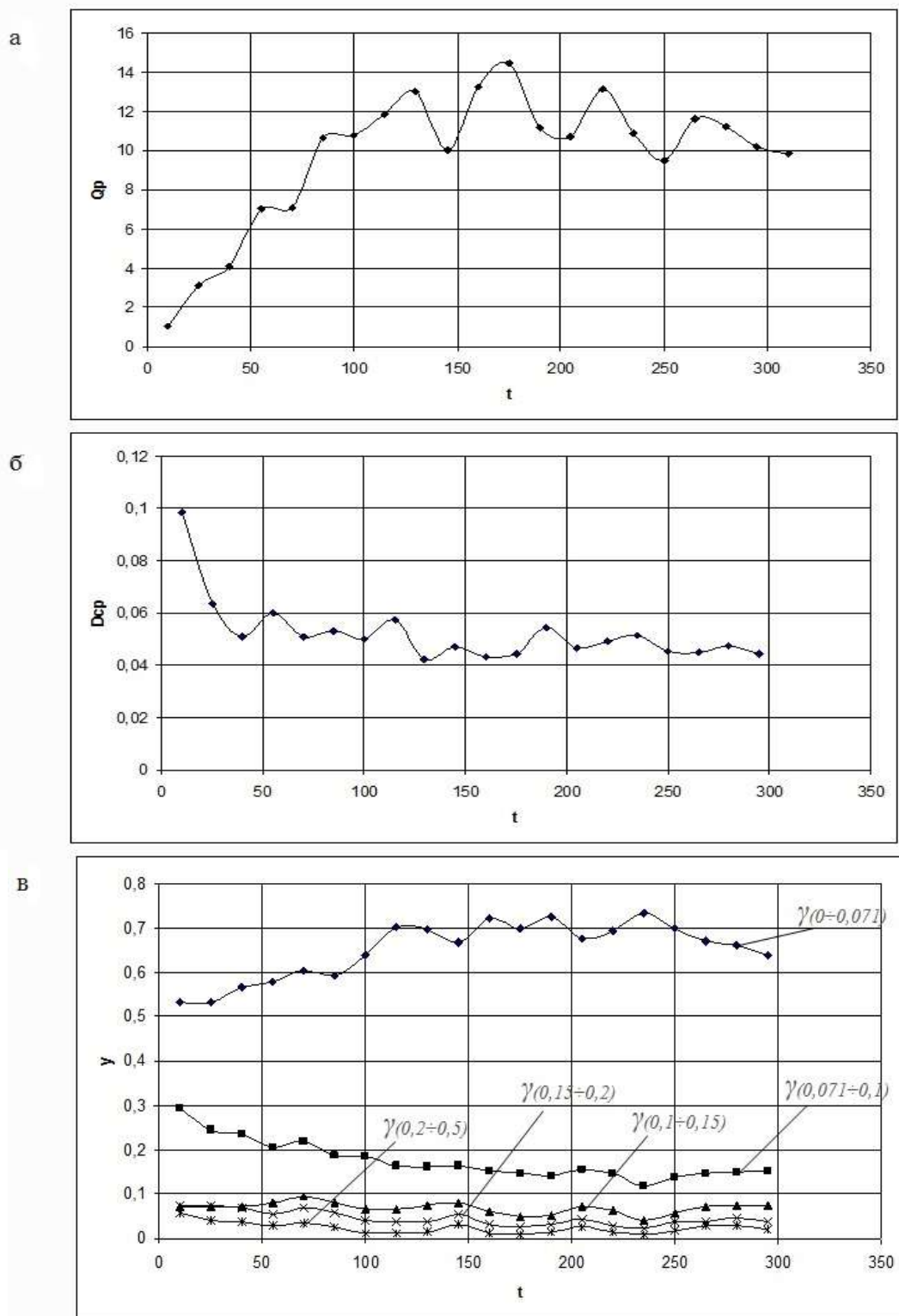


Рис. 2. Графіки перехідних процесів, коли Q_p залежить від t (а), $D_{p,ср}$ від t (б) та y від t (в)

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

*А.В. Кожевников, Л.И. Цвиркун канд-ты техн. наук
(Украина, Днепр, ГВУЗ "Национальный горный университет")*

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННОГО МЕТОДА ОБРАТНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЛАПЛАСА ПРИ АНАЛИЗЕ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Анотація. Запропонований і програмно реалізований метод зворотного перетворення Лапласа на основі чисельного визначення інтеграла по замкнутому прямокутному контуру, який охоплює полюси зображення. Проведені розрахунки перехідних функцій системи автоматичного регулювання нестійкого об'єкта третього порядку з ПД-ПІД регулятором аналітичним та чисельним методами. Виконано порівняння якості зворотного перетворення Лапласа методами, що розглянуті.

Ключові слова: зворотного перетворення Лапласа, чисельним методами, контур інтегрування, система автоматичного регулювання, перехідна функція.

Аннотация. Предложен и программно реализован метод обратного преобразования Лапласа на основе численного определения интеграла по замкнутому прямоугольному контуру, охватывающему полюса изображения. Произведены расчёты переходных функций системы автоматического регулирования неустойчивого объекта третьего порядка с ПД-ПИД регулятором аналитическим и численным методами. Выполнено сравнение качества обратного преобразования Лапласа рассмотренными методами.

Ключевые слова: обратное преобразование Лапласа, численный метод, контур интегрирования, система автоматического регулирования, переходная функция.

Annotation. A method for inverse Laplace transform based on a numerical definition of the integral over a closed rectangular contour which enclose the poles of the image has been proposed and implemented. Calculations of the step response functions of the automatic control system for an unstable third-order object with a PD-PID controller by analytical and numerical methods has been performed. The quality of considered methods of inverse Laplace transform has been compared.

Keywords: inverse Laplace transform, numerical method, integration contour, automatic control system, step response function.

Введение. Методы решения дифференциальных уравнений с использованием преобразований Лапласа широко используются при решении прикладных задач в различных областях науки: электротехнике, электронике, теории автоматического управления и теплофизике. Такие методы, получившие названия операторных, позволяют приводить дифференциальные уравнения, в которые входит искомая функция-оригинал, к алгебраическим уравнениям относительно изображения этой функции. Полученные уравнения разрешаются относительно функции-изображения, после чего окончательное решение находится путем перехода от полученного изображения к оригиналу. Последний этап решения является наиболее сложным, что обусловлено невозможностью аналитического решения задач обратного преобразования в общем случае, а также проблемами сходимости и устойчивости численных методов решения таких задач.

Анализ существующих достижений и публикаций. Наиболее просто задачи обратного преобразования Лапласа решаются аналитически, в том случае если изображения решений представляют собой дробно-рациональные функции. При этом применяется разложение изображений на элементарные дроби и их почленный перевод в пространство оригиналов с использованием свойства линейности преобразования. Однако при значительном числе полюсов изображения использование такого подхода приводит к громоздким вычислениям. Кроме того, при решении операторными методами дифференциальных уравнений в частных производных могут возникать изображения, не являющиеся дробно-рациональными, в частности мероморфные функции. Под последними понимаются функции комплексного переменного, аналитические во всей плоскости, за исключением счетного множества изолированных полюсов. В таких случаях для получения оригиналов изображений могут быть использованы численные методы обратного преобразования Лапласа, которые систематизированы и представлены в работах [1 – 2]. Данные работы в значительной мере носят теоретический характер и содержат небольшое количество рекомендаций по выбору методов обратного преобразования Лапласа и примеров решения практических задач с их использованием. Вопросам обоснования выбора численного метода обратного преобразования Лапласа для нахождения оригиналов мероморфных функций с конечным числом полюсов применительно к задачам решения волновых уравнений посвящена статья [3]. В ней проведён сравнительный анализ наиболее рас-

пространственных численных методов обратного преобразования Лапласа, а также предложен и обоснован метод нахождения оригиналов мероморфных функций с конечным числом полюсов. Метод основывается на численном определении интеграла по замкнутому контуру, охватывающему полюса изображения. Показана эффективность применения данного метода при обращении изображений, возникающих в результате решения волновых уравнений, которые описывают переходные процессы в длинных линиях.

Формулировка цели и задач исследований. Целью работы является дальнейшее развитие метода обратного преобразования Лапласа, основанного на численном определении интеграла по замкнутому контуру, который охватывает полюса изображения, и его тестирование в задачах анализа систем автоматического регулирования.

Для достижения поставленной цели были сформулированы и решены следующие задачи исследований: предложены альтернативные варианты контуров интегрирования и разработаны программные реализации численного определения значений интегралов по таким контурам, произведены расчёты переходных функций неустойчивых объектов с непрерывными регуляторами аналитическим и исследуемым численным методом, выполнено сравнение качества обратного преобразования Лапласа рассмотренными методами.

Изложение основного материала исследований. Обратное преобразование Лапласа, выражающее оригинал – функцию действительной переменной $f(t)$ по изображению, которое является аналитической функцией комплексной переменной $F(p)$, определяется интегралом Меллина:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{h-j\infty}^{h+j\infty} \exp(pt)F(p)dp. \quad (1)$$

В работе [1] показано, что если $F(p)$ мероморфна, то в предположении существования оригинала, определяемого соотношением (1), он может быть вычислен как:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \oint_{\Gamma} \exp(pt)F(p)dp = \frac{1}{2\pi j} \sum_{k=1}^n \oint_{\Gamma_k} \exp(pt)F(p)dp, \quad (2)$$

где k, n – номер полюса и количество полюсов функции $F(p)$, Γ, Γ_k – замкнутые кусочно-гладкие контура, охватывающие все полюса и k -й полюс функции $F(p)$ соответственно, обходимые против часовой стрелки. Переход от вычисления интеграла к сумме интегралов по контурам позволяет уменьшить суммарную длину контура, по которому осуществляется интегрирование и, как следствие, уменьшить ошибку аппроксимации интеграла конечной суммой при фиксированном числе шагов интегрирования.

Криволинейный интеграл по произвольному контуру Γ в комплексной области может быть представлен в виде:

$$\int_{\Gamma} F(p)dp = \lim_{\max|\Delta p_v| \rightarrow 0} \sum_{v=1}^{V_{\max}} F(p_v)\Delta p_v, \quad (3)$$

где v – номер элементарного участка интегрирования вдоль контура Γ , V_{\max} – общее количество участков, p_v и Δp_v – значение комплексного аргумента в середине соответствующего элемента контура интегрирования и приращение аргумента на этом элементе.

Переход в выражении (2) от интеграла к конечной сумме, с учетом (3), дает окончательное соотношение для оригинала на основе численного определения значения интеграла по замкнутому контуру, охватывающему полюса изображения:

$$f(t) \approx \frac{1}{2\pi j} \sum_{v=1}^{V_{\max}} [\exp(p_{kv}t)F(p_{kv})\Delta p_{kv}] \quad (4)$$

Наиболее просто для произвольного замкнутого кусочно-гладкого контура, охватывающего заданную точку c на комплексной плоскости, величины p_v и Δp_v могут быть выражены при выборе контура интегрирования в виде окружности с радиусом r и центром в точке c [3]:

$$\begin{aligned} \varphi_v &= 2\pi \frac{v}{v_{\max}}, \quad v = 1, \dots, v_{\max}; \\ p_v &= c + r(\cos \varphi_v + j \sin \varphi_v); \\ \Delta p_v &= r \frac{2\pi}{v_{\max}} (-\sin \varphi_v + j \cos \varphi_v), \end{aligned} \quad (5)$$

где φ_v – полярный угол, соответствующий элементу контура интегрирования Δp_v в полярной системе координат с центром в точке c .

В настоящей работе рассматривается метод интегрирования, использующий прямоугольный контур, который, как показали исследования на рассматриваемом ниже примере, имеет лучшую сходимость к точному решению. Так, при выборе контура интегрирования в виде прямоугольника с основанием a , высотой b и центром в точке c при его обходе против часовой стрелки, начиная с левого нижнего угла, выражения для величин p_v и Δp_v имеют вид:

$$\begin{aligned} \Delta &= 2 \frac{a+b}{v_{\max}}, \quad v = 1, \dots, v_{\max}; \\ p_v &= \begin{cases} c - \frac{a+jb}{2} + \Delta v & \text{при } \frac{v}{v_{\max}} \leq \frac{a}{2(a+b)} \\ c + \frac{a-jb}{2} + j\Delta \left(v - \frac{a}{2(a+b)} v_{\max} \right) & \text{при } \frac{a}{2(a+b)} < \frac{v}{v_{\max}} \leq \frac{1}{2}; \\ c + \frac{a+jb}{2} - \Delta \left(v - \frac{v_{\max}}{2} \right) & \text{при } \frac{1}{2} < \frac{v}{v_{\max}} \leq \frac{2a+b}{2(a+b)} \\ c + \frac{jb-a}{2} - j\Delta \left(v - \frac{2a+b}{2(a+b)} v_{\max} \right) & \text{при } \frac{2a+b}{2(a+b)} < \frac{v}{v_{\max}} \leq 1 \end{cases}; \quad (6) \\ \Delta p_v &= j^m \Delta, \quad m = 0, \dots, 3. \end{aligned}$$

Здесь Δ – модуль шага интегрирования, m – индекс стороны контура.

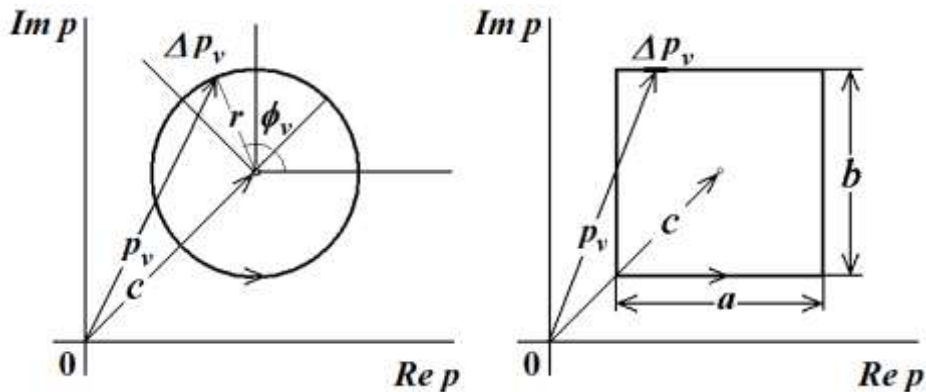


Рис. 1. Среднее значение комплексного аргумента и его приращение на участке интегрирования при выборе контура интегрирования в виде окружности а) и прямоугольника б).

Тестирование предлагаемого метода производилось на примере расчёта переходной функции системы автоматического регулирования неустойчивого объекта третьего порядка с ПД-ПИД регулятором [4] структурная схема которой представлена на рис. 2.

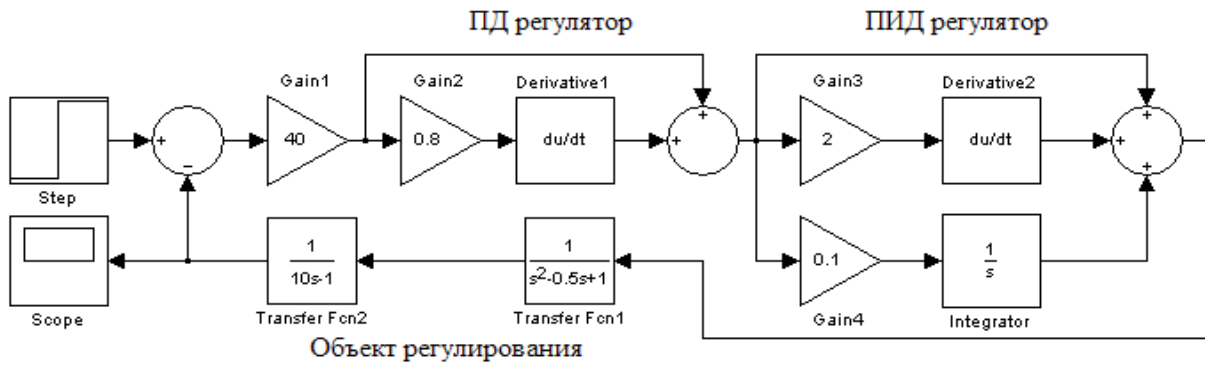


Рис. 2. Структурная схема системы автоматического регулирования

Из структурной схемы следует, что её передаточная функция в разомкнутом состоянии имеет вид:

$$W(p) = \frac{40(1+0,8p)\left(1+\frac{1}{10p}+2p\right)}{(p^2-0,5p+1)(10p-1)}, \quad (7)$$

а изображение переходной функции системы в замкнутом состоянии записано как:

$$F(p) = \frac{1}{p} \cdot \frac{W(p)}{1+W(p)} = \frac{1}{p} \cdot \frac{\frac{40(1+0,8p)\left(1+\frac{1}{10p}+2p\right)}{(p^2-0,5p+1)(10p-1)}}{1+\frac{40(1+0,8p)\left(1+\frac{1}{10p}+2p\right)}{(p^2-0,5p+1)(10p-1)}}. \quad (8)$$

Характеристический полином системы представляется в виде:

$$Q(p) = p^4 + 0,41p^3 + 6,35p^2 + 2,35p + 0,24, \quad (9)$$

а соответствующий ему годограф Михайлова представлен на рис. 3. Для обеспечения его наглядного представления в широком диапазоне частот, при выполнении условия $|Q(i\omega)| > 2$, для модуля координат точек использовался логарифмический масштаб. Годограф свидетельствует об устойчивости системы.

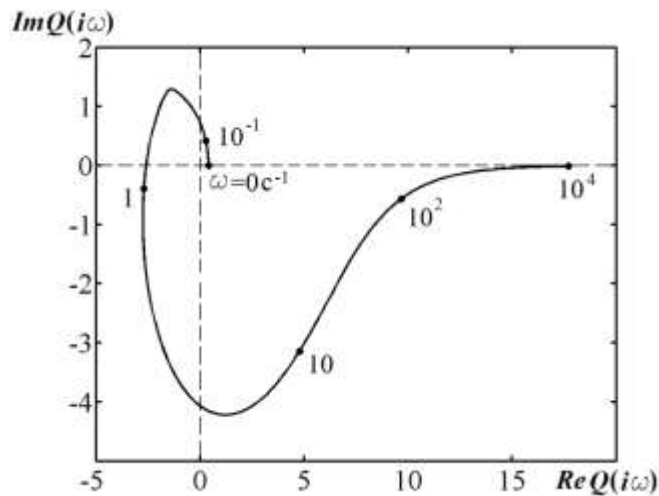


Рис. 3. Годограф Михайлова системы автоматического регулирования

Разложение дробно-рациональной функции (8) на элементарные дроби даёт результат:

$$F(p) = \frac{1}{p} - \frac{-18,8 + 8,23p}{10(p^2 + 5,45p + 10,1)} - \frac{-0,025 + 1,77p}{10(p^2 + 0,398p + 0,04)}. \quad (10)$$

Функция $F(p)$ имеет пять полюсов: 0 ; $-2,7 \pm 1,68j$; $-0,2 \pm 0,014j$. При переходе от изображения $F(p)$ к оригиналу переходной функции $f(t)$ нулевому полюсу соответствует единичная ступенчатая функция, а комплексно сопряжённым – линейные комбинации гармонических функций с затухающими экспоненциальными множителями. В виду громоздкости полученное аналитическое выражение для оригинала переходной функции здесь не приводится.

При тестировании метода обратного преобразования Лапласа на основе выражений (4) и (6) осуществлялось определение оригинала переходной функции $f(t)$ для изображения $F(p)$ (9) путём численного определения значения интеграла по замкнутому прямоугольному контуру, охватывающему полюса изображения и состоящему из отрезков прямых: $Re p = -3$; $Re p = 1$; $Im p = -2$; $Im p = 2$.

На рис. 4 представлены графики переходной функции системы автоматического регулирования, полученные аналитическим и рассматриваемым численным методами.

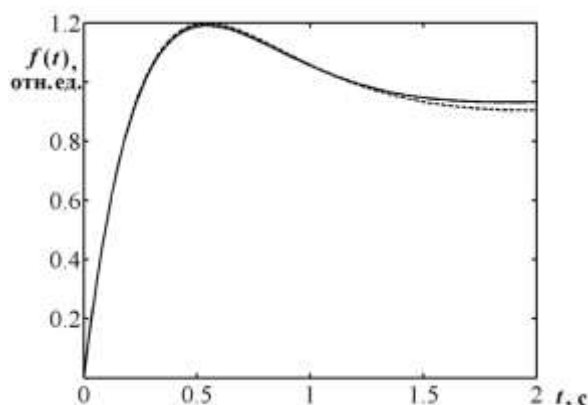


Рис.4. Графики переходной функции системы автоматического регулирования, полученные в результате расчёта методами:
— аналитическим, - - - - - численным.

Рис. 4 показывает, что полученные аналитическим и численным методами графики переходной функции системы автоматического регулирования имеют хорошее соответствие. Последнее свидетельствует о высоком качестве восстановления оригинала предложенным численным методом обратного преобразования Лапласа.

Выводы. Таким образом, в настоящей работе:

1. Для разработанного ранее метода обратного преобразования Лапласа на основе численного определения интеграла по замкнутому контуру, охватывающему полюса изображения, предложен и программно реализован вариант интегрирования по прямоугольным контурам.
2. Произведены расчёты переходных функций системы автоматического регулирования неустойчивого объекта третьего порядка с ПД-ПИД регулятором аналитическим и исследуемым численным методом, выполнено сравнение качества обратного преобразования Лапласа рассмотренными методами.

Список литературы

1. Крылов В.И. Методы приближенного преобразования Фурье и обращения преобразования Лапласа [Текст] / В.И. Крылов, Н.С. Скобля – М.: “Наука”, 1974. – 224 с.
2. Дёч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z-преобразования [Текст] / Г. Дёч – М.: “Наука”, 1971. – 288 с.
3. Кожевников А.В. Обоснование выбора численного метода обратного преобразования Лапласа для нахождения оригиналов мероморфных функций с конечным числом полюсов [Текст] / Г.Е. Денисова, А.В. Кожевников // Збірник наукових праць: научн.-техн. сб. – Днепропетровск: НГУ, 2007. – № 27 – С. 184 – 192
4. Федосов Б. Т. О стабилизации линейных неустойчивых объектов охватом их обратной связью: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: http://model.exponenta.ru/bt/bt_1315_Stab_NeUst.htm#L11.

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

В.И. Самуся, Е.А. Кириченко, д-ра, техн. наук, В.Е. Кириченко, С.С. Ильина, канд-ти техн. наук, А.Г. Антоненко
(Украина, Днепрпетровск, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

ЭВОЛЮЦИЯ ДВУХФАЗНЫХ МОДЕЛЕЙ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТЕОРИИ ГЕТЕРОГЕННЫХ ТЕЧЕНИЙ

Анотація. Розглянуто двофазні двокомпонентні аналітичні та напівемпіричні диференціальні моделі різних класів, модифіковані в напрямку рішення прикладних задач гідропневмотранспорту, та адаптовані до розрахунку проектних та експлуатаційних параметрів глибоководних насосних та ерліфтних гідро підйомів. Розроблено модулі програмних інструментовок для створення програмно-алгоритмічного комплексу моделюючого робочі режими глибоководних гідро підйомів.

Ключові слова: гідро підйом, течія, суміш, тепломасообмін, гідродинаміка.

Аннотация Рассмотрены двухфазные двухкомпонентные аналитические и полумпирические дифференциальные модели различных классов, модифицированы в направлении решения прикладных задач гидронемотранспорта, и адаптированы к расчету проектных и эксплуатационных параметров глубоководных насосных и эрлифтных гидроподъемов. Разработаны модули программных инструментов для создания программно-алгоритмического комплекса моделирующего рабочие режимы глубоководных гидроподъемов.

Ключевые слова: гидроподъем, течения, смесь, тепломасообмен, гидродинамика.

Abstract Two-phase two-component analytical and semi-empirical differential models of various classes are presented, modified in the direction of solving the applied problems of hydropneumatic transport, and adapted to the calculation of the design and operational parameters of deep-water pumping and air-lift hydraulic lifts. Modules of software tools have been developed to create a software-algorithmic complex that simulates the operating modes of deep-water hydraulic lifts.

Key words: Hydraulic lift, flow, mixture, heat and mass exchange, hydrodynamics

Вступлення

Гидродинамика двухфазных течений намного сложнее гидродинамики однофазной среды и поэтому развитие теории в данной области невозможно без глубокого анализа результатов экспериментальных исследований.

Развитие теории двухфазных потоков начиналось с простых аналитических моделей, оперирующих осредненными параметрами смеси. Однако простые модели не дают достаточно точного представления о процессе. В связи с этим актуальным является совершенствование простых моделей течения смеси, что в свою очередь приводит к усложнению математического аппарата.

Широкое применение в решении прикладных задач гидродинамики двухфазных смесей получили полумпирические методы. При этом эмпирические зависимости используются с целью замыкания исходной системы дифференциальных уравнений. Предприняты отечественными и зарубежными исследователями многочисленные попытки разработки единой математической модели двухфазного течения в широком диапазоне изменения физических параметров смеси не увенчались успехом. Это определило необходимость изучения каждой структуры течения смеси по отдельности.

Целью данной работы является разработка программных модулей для инструментального исследования рабочих режимов глубоководных гидроподъемов с учетом специфики функционирования глубоководных насосных и эрлифтных установок в условиях значительных градиентов давления с учетом тепломассообменных, неоднородных и нестационарных процессов.

Изложение основного материала

Сделаем краткий обзор известных двухфазных моделей. Различают модели гомогенного и раздельного течений, а также модели потока дрейфа и «плотные». В теории двухфазные смеси рассматриваются как однородная среда, обладающая средними характеристиками потока (скорость, температура, плотность, вязкость и т.д.). Используемые параметры смеси являются средневзвешенными и не соответствуют свойствам отдельных фаз. Такой простой подход позволяет описывать двухфазные течения на основании уравнений однофазной среды с использованием обычных методов гидродинамики.

Уравнение движения гомогенного одномерного стационарного течения в канале следующее:

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{A}{S} \tau_w - \frac{W}{S} \cdot \frac{dV}{dx} - \rho_e \cdot g \cdot \cos \theta . \quad (1)$$

где P – давление; x – координата, изменяющаяся вдоль течения среды; S и A – площадь поперечного сечения и периметр канала; τ_w – касательное напряжение на стенке трубы; W – массовый расход среды; V – абсолютная скорость среды; ρ_e – плотность среды; g – ускорение силы тяжести; θ – угол продольной оси канала с вертикалью.

Гомогенное изотермическое горизонтальное течение газожидкостных смесей в прямых трубах допускает аналитическое решение. Однако в большинстве случаев решение задачи не удается получить в окончательном виде.

Ниже представлена модификация модели гомогенного стационарного течения применительно к двумерному потоку (твёрдое- жидкость), описывающая расслоение потока в трубопроводе.

$$\frac{g}{a^2} \left(\frac{\partial H}{\partial t} + u \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial rV}{\partial r} = 0 ; \quad (2)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{rp} \frac{\partial r\tau}{\partial r} , \quad (3)$$

где t – временная координата; r – расстояние от оси в радиальном направлении; u – местная продольная скорость; H – пьезометрическая составляющая; τ – напряжение при сдвиге.

Модель потока дрейфа упрощенно описывает движение отдельных фаз в потоке на основании понятий скорости смеси и относительной скорости фазы. Такой подход целесообразно использовать в случаях, когда относительное движение несущественно зависит от расходов фаз, а определяется в основном другими параметрами. Например, при пузырьковой структуре течения в вертикальных трубах большого сечения с низкими скоростями потока. В данных условиях относительное движение между фазами определяется балансом сил выталкивания пузырьков и сопротивления их движению, т.е. объемной концентрацией, а не расходами фаз.

Определим плотность потока дрейфа как плотность объемного расхода (приведенная скорость) каждой фазы (g -газ, f -жидкость, s -пульпа) через мнимую поверхность, передвигающуюся со скоростью смеси. Выразим величину плотности потока дрейфа через приведенные скорости фаз.

$$\overline{V}_{gf} = (1 - \phi_g) \cdot \overline{V}_g - \phi_g \cdot \overline{V}_f ; \quad (4)$$

С учетом $\overline{V} = \overline{V}_f + \overline{V}_g$ можно получить:

$$\overline{V}_f = (1 - \phi_g) \cdot \overline{V} - \overline{V}_{gf} ; \quad (5)$$

$$\overline{V}_g = \phi_g \cdot \overline{V} + \overline{V}_{gf} . \quad (6)$$

Из выражения (5) следует, что приведенная скорость жидкой фазы равна произведению объемной концентрации жидкости и среднеобъемной скорости смеси в сумме с приведенной скоростью дрейфа ($-\overline{V}_{gf} = \overline{V}_{fg}$). Движение газовой фазы в уравнении (6) описывается аналогично.

Для практических расчетов в нефтяной промышленности широко используются «сплошные» модели, являющиеся, по сути, разновидностью модели потока дрейфа. «Сплошные» модели оперируют параметрами смеси, осредненными по площади поперечного сечения трубы, и допускают корректный учет скольжения фаз. Их преимущество заключается в возможности эффективного использования имеющейся эмпирической информации и критериального вида представления экспериментальных данных.

Обзор основных результатов исследований двухфазного газожидкостного потока, довольно распространенного в различных областях техники, выполним, базируясь на модели переменной плотности Бэнкова и модели Мамаева. Кроме предложенного Н. Зубером для определения истинного газосодержания аналитического подхода известен иной путь решения этой задачи разработанный С. Бэнковым.

На основании анализа полученных экспериментальным путем распределений скоростей фаз и истинного газосодержания С. Бэнков установил, что указанные профили могут быть аппроксимированы следующими степенными зависимостями:

$$\frac{V}{V^{\max}} = \left(\frac{y}{R}\right)^m; \quad (7)$$

$$\frac{\phi_g}{\phi_g^{\max}} = \left(\frac{y}{R}\right)^n, \quad (8)$$

где V^{\max} и ϕ_g^{\max} – значения на оси трубы; y – расстояние от стенки; R – радиус трубы; ϕ – объемное газосодержание; « m », « n » – показатели степени для профилей соответственно скорости и локального газосодержания.

Такой подход дал С. Бэнкову основание принять гипотезу о «локальной гомогенности» потока и рассматривать течение без учета относительного движения фаз, что позволило выразить массовые расходы жидкости и газа следующими выражениями:

$$G_f = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \rho_f \cdot V^{\max} \int_0^1 \left(1 - \frac{y}{R}\right) \left[1 - \phi_g^{\max} \left(\frac{\phi_g}{\phi_g^{\max}}\right)\right] \left(\frac{\langle V \rangle}{V^{\max}}\right) d\left(\frac{y}{R}\right); \quad (9)$$

$$G_g = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \rho_g \cdot V^{\max} \int_0^1 \left(1 - \frac{y}{R}\right) \cdot \phi_g^{\max} \left(\frac{\phi_g}{\phi_g^{\max}}\right) \left(\frac{\langle V \rangle}{V^{\max}}\right) d\left(\frac{y}{R}\right). \quad (10)$$

Среднее газосодержание в поперечном сечении трубы можно вычислить следующим образом:

$$\langle \phi_g \rangle = 2 \cdot \phi_g^{\max} \int_0^1 \left(\frac{\phi_g}{\phi_g^{\max}}\right) \cdot \left(1 - \frac{y}{R}\right) \cdot d\left(\frac{y}{R}\right). \quad (11)$$

Зависимость (11) с учетом выражений (9) и (10) принимает вид

$$\langle \phi_g \rangle = \frac{\phi_g^{\max} \cdot 2 \cdot n^2}{(n+1)(2n+1)}. \quad (12)$$

После преобразований получаем, что:

$$\frac{1}{X} = 1 - \frac{\rho_f}{\rho_g} \left(1 - \frac{K}{\phi_g}\right), \quad (13)$$

или

$$\langle \phi_g \rangle = \frac{K}{1 + \frac{\rho_f}{\rho_g} \frac{1 - \phi_M}{\phi_M}}, \quad (14)$$

$$K = \frac{2(m+n+m \cdot n)(m+n+2m \cdot n)}{(n+1)(2n+1)(m+1)(2m+1)}, \quad (15)$$

где G – приведенный массовый расход; X – массовое газосодержание.

Формула (15) показывает, что на параметр K влияет только распределение фаз, характеризуемое соответствующими показателями степени « m » для профиля скорости и степени « n » для локального газосодержания.

Выполненные Петриком, Кудиркой и Делае экспериментальные исследования позволили установить, что показатели степени « m » и « n » могут изменяться в диапазонах 2...7 и 0,1...5, соответственно. При этом показателю K присуще изменение в значительно меньшем диапазоне – от 0,5 до 1.

С учетом предложенных предположений уравнение Бэнкова можно записать так:

$$\langle \varphi_g \rangle = K \frac{\overline{V_g}}{V_g + V_f} . \quad (16)$$

Из уравнений (14) и (16) следует, что:

$$K = \frac{1}{C_0} . \quad (17)$$

Выражение (17) свидетельствует о том, что введенный С. Бэнковым параметр K равен обратной величине параметра распределения Н. Зубера C_0 .

Параметр K используется в соотношениях, отображающих взаимосвязь между истинным объемным и массовым расходным газосодержаниями. В конечном итоге учет данных зависимостей позволяет убрать одну степень свободы при замыкании системы основных уравнений гидродинамики.

Для теории раздельного течения характерно рассмотрение движения фаз с описанием их собственных свойств и скоростей. В модели используются уравнения неразрывности, движения и энергии, которые записываются для каждой фазы в отдельности. Взаимодействие фаз между собой и со стенками трубы учитывается отдельными уравнениями. Сложность модели зависит от количества содержащихся в ней уравнений. При наиболее простой постановке задачи рассматривается несоответствие только по одному из параметров фаз, а уравнение сохранения составляется для смеси в целом. В случае превышения числом переменных количества уравнений используются упрощающие предположения или вводятся корреляционные зависимости.

В теории гомогенного равновесного течения аннулируем допущение о движении фаз с одинаковой скоростью. Образующая при этом степень свободы может быть устранена путем введения в уравнения как объемного, так и массового газосодержаний. Тогда уравнение движения принимает вид

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{4 \cdot \tau_w}{D_p} + G \frac{d}{dx} [X \cdot V_g + (1-X) \cdot V_f] + [\varphi_g \cdot \rho_g + (1-\varphi_g) \rho_f] \cdot g \cos \theta . \quad (18)$$

Общий метод решения исходных уравнений состоит в использовании эмпирических зависимостей для описания касательных напряжений на стенке и объемного газосодержания смеси в функции от расходов фаз, свойств жидкости и геометрии канала. Данный подход справедлив для условий адиабатического течения с малыми градиентами давления. Однако при больших ускорениях потока он может давать значительную ошибку.

Для определения неизвестного градиента давления Мартинелли предложил использовать следующие корреляционные параметры:

$$\phi^2_{f_0} = \frac{\left(\frac{dp}{dx}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_{f_0}} , \quad \phi^2 = \frac{\left(\frac{dp}{dx}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dx}\right)_g} . \quad (19)$$

где $\left(\frac{dp}{dx}\right)_f$ и $\left(\frac{dp}{dx}\right)_{f_0}$ – потери давления на преодоление сил трения при течении в рассматриваемом ка-

нале соответственно двухфазной смеси и чистой жидкости; $\left(\frac{dp}{dx}\right)_g$ и $\left(\frac{dp}{dx}\right)_f$ – полные потери давления при течении соответственно только газовой фазы и только жидкой фазы.

Данные соотношения отображают баланс потерь давления и касательных напряжений. Расход жидкости или газа при определении градиентов давления для случаев движения отдельных фаз принимается равным расходу смеси.

Согласно предложенного Р. Мартинелли подходу действительное напряжение трения при двухфазном течении представляется как произведение значения касательного напряжения, возникающего при движении соответствующего однофазного потока, и параметра $\phi^2_{f_0}$:

$$-\left(\frac{dp}{dx}\right)_f = \frac{(\lambda)_{f_0} \cdot G^2 \cdot V_f \cdot \phi^2_{f_0}}{2 \cdot D_p} , \quad (20)$$

где $(\lambda)_{f_0}$ – коэффициент Дарси для потока жидкости; V_f – истинная скорость жидкости; D_p – диаметр трубопровода.

Величина $\phi^2_{f_0}$ показывает, в какой степени изменение давления в двухфазной смеси отличается от изменения этого параметра в чистой жидкости. Значение ϕ^2 отображает степень приближения поведения двухфазной смеси к течению жидкости или газовой фазе.

Для нахождения параметра ϕ^2 с целью возможности его использования при решении конкретных задач были обобщены результаты экспериментальных исследований, выполненных при горизонтальном течении смеси без фазовых превращений и больших ускорений. Полученная эмпирическая зависимость часто используется для вычислений объемного газосодержания, а также потерь давления на трение даже в случаях присутствия значительных массовых и инерционных сил. Пренебрежение данными факторами приводит к постоянно увеличивающейся погрешности, что обуславливается уменьшением составляющей потерь давления на трение пропорционально другим показателям.

Корреляционное уравнение для параметра объемного газосодержания смеси следующее:

$$\varphi_g = \varphi_g(p, X) . \quad (21)$$

С принятыми допущениями уравнения типа (18) приходится решать численными методами. Рассмотрим горизонтальное газожидкостное течение в рамках раздельной модели без учета взаимодействия фаз. В данной постановке задачи предполагается, что газовая и жидкая фазы движутся в двух горизонтальных раздельных цилиндрах, суммарное поперечное сечение которых равно поперечному сечению трубы. Потери давления в каждом из воображаемых цилиндров считаем такими же, как и в реальном потоке, но обусловленными только трением и определяемыми по теории однофазного течения. Эта модель раздельного течения может быть исследована аналитически.

Приведенная ниже составная модель снарядной структуры течения, практически является новым классом исследования движения гидросмеси, где учитывается движение твердых частиц и пульповоздушной смеси. Исходное уравнение движения одиночной твердой частицы с учетом основных действующих на нее сил принимает вид (22).

$$m_h \frac{dV_h}{dt} = R_{gr} + R_a + R_c + R_{in} = R_{\Sigma} , \quad (22)$$

тут m_h – масса твердой частицы; t – время движения частицы; R_{gr} – действующая на частицу сила тяжести; R_a – действующая на частицу сила Архимеда; R_c – сила сопротивления движению частицы; R_{in} – сила инерции; R_{Σ} – результирующая сил, действующих на частицу;

$$R_{gr} = -m_h \cdot g \cdot \cos \theta_p , R_a = m_e \cdot g \cdot \cos \theta_p , R_c = \frac{1}{2} S_M \cdot C_x \cdot \rho_h |W_e| W_e , R_{in} = M_{ad} \frac{dW_e}{dt} , \quad (23)$$

где m_e – масса транспортирующей среды в объеме частицы; S_M – площадь частицы по Миделю; C_x – коэффициент лобового сопротивления частицы; ρ_h – плотность транспортирующей среды; W_e – скорость движения частицы относительно транспортирующей среды; M_{ad} – присоединенная масса.

Уравнение принимает следующий вид:

$$\alpha_1 \frac{dV_e}{dt} = -a_2 + a_{3i} \cdot A_i \cdot W_e^{2-n_i} , \quad (24)$$

где: показатель степени изменяется в диапазоне $1 \leq 2 - n_i \leq 2$.

$$a_1 = 1 + \frac{1}{2} \frac{\rho_e}{\rho_e} . \quad (25)$$

$$a_2 = g \cdot \cos \theta_p \left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_h} \right) . \quad (26)$$

$$a_{3i} = \left(\frac{v_e}{d_h} \right)^{n_i} \frac{1}{2} \frac{S_M}{m_h} \rho_e = \frac{3}{4} \frac{\rho_e}{d_h \cdot \rho_h} \left(\frac{v_e}{d_h} \right)^{n_i} . \quad (27)$$

тут v_e – кинематический коэффициент вязкости транспортирующей среды; d_h – диаметр твердой частицы. При постоянном V_e уравнение для относительной скорости движения твердой частицы

$$-a_1 \frac{dW_h}{dt} = -a_2 + a_{3i} \cdot A_i \cdot W_h^{2-n_i} . \quad (28)$$

С учетом образованных безразмерных параметров уравнение (26) принимает следующий вид:

$$\left(1 + 0,5 \overline{\rho_e} \right) \frac{d\overline{W}_h}{dt} = \frac{1 - \overline{\rho_e}}{E} - \frac{3}{4} \frac{\overline{\rho_e} \cdot A_i}{F^{n_i} \cdot d_h^{n_i+1}} \overline{W}_h^{2-n_i} , \quad (29)$$

где i – диапазон изменения параметра Re ; E и F – безразмерные комплексы; α – ускорение.

Безразмерная предельная относительная скорость движения твердой частицы определяется так:

$$\overline{W}_{fni} = \left(\frac{3}{4} \frac{\alpha_e \cdot F^{n_i}}{A_i \cdot E} \frac{1}{d_f^{n_i+1}} \right)^{\frac{1}{2-n_i}} , \quad (30)$$

$$\alpha_e = (1 - \overline{\rho_e}) / \overline{\rho_e} . \quad (31)$$

Индексу « i » на основании параметра Re присваивается показатель соответствующего диапазона $I - IV$.

Значения A_i и n_i в пределах каждого диапазона $I - IV$ принимаются постоянными, что дает возможность для данных диапазонов получить следующие выражения безразмерной предельной относительной скорости:

$$\overline{W}_{fnI} = 0,0555 \overline{d}_h^2 \alpha_e \frac{F}{E} ; \quad (32)$$

$$\overline{W}_{fnII} = \overline{d}_h \left(0,136 \alpha_e \frac{F^{1/2}}{E} \right)^{2/3} ; \quad (33)$$

$$\overline{W}_{fnIII} = \left(0,377 \alpha_e \frac{F^{1/5}}{E} \overline{d}_h^{6/5} \right)^{5/9} ; \quad (34)$$

$$\overline{W}_{fnIV} = \left(1,212 \alpha_e \frac{\overline{d}_h}{E} \right)^{1/2} . \quad (35)$$

Второй частью составной модели является уравнение описывающее движение пульповоздушной смеси. В рамках сделанных предположений двухскоростная однотемпературная модель “снарядной” структуры течения, описывающая одномерное установившееся изотермическое течение гидросмеси в подъемном трубопроводе глубоководного эрлифтного гидроподъема с учетом массообменных процессов, базируется на уравнениях сохранения массы газовой фазы, массы смеси и уравнении движения смеси :

$$\rho_g \cdot \varphi_g \frac{dV_g}{dx} + \rho_g \cdot V_g \frac{d\varphi_g}{dx} + V_g \cdot \varphi_g \frac{d\rho_g}{dx} = M_{s,g} ; \quad (36)$$

$$\rho_s(1-\varphi_g) \frac{dV_s}{dx} + (\rho_g \cdot V_g - \rho_s \cdot V_s) \frac{d\varphi_g}{dx} + \left(\rho_g \frac{dV_g}{dx} + V_g \frac{d\rho_g}{dx} \right) \varphi_g = 0 ; \quad (37)$$

$$\begin{aligned} (1-\varphi_g) \cdot \rho_s \cdot V_s \frac{dV_s}{dx} + \varphi_g \cdot \rho_g \cdot V_g \frac{dV_g}{dx} = -\frac{dp}{dx} - g \cdot \cos \theta_p [\rho_s(1-\varphi_g) + \rho_g \cdot \varphi_g] - \\ - (V_s - V_g)(G_s + G_g) \frac{d\chi}{dx} - \frac{\lambda_c}{2 \cdot D_p} [\varphi_g \cdot \rho_g \cdot V_g^2 + (1-\varphi_g) \rho_s \cdot V_s^2], \end{aligned} \quad (38)$$

где $M_{s,g}$ – приведенная скорость фазовых переходов; ρ_i – плотность фазы; V_i – истинная скорость фазы; θ_p – угол наклона трубопровода к вертикали; χ – расходное массовое газосодержание.

В практических расчетах наибольшее распространение получили отдельные модели движения двухфазной смеси. В условиях одномерного потока при отсутствии изменения массы за счет фазовых превращений и внешних источников, уравнения неразрывности и движения для нестационарного течения можно представить так:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_f(1-\varphi_g)S] + \frac{\partial}{\partial x} [\rho_f(1-\varphi_g) \cdot V_f \cdot S] = 0 ; \quad (39)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho_g \cdot \varphi_g \cdot S] + \frac{\partial}{\partial x} [\rho_g \cdot \varphi_g \cdot V_g \cdot S] = 0 ; \quad (40)$$

$$\rho_f \left(\frac{\partial V_f}{\partial t} + V_f \frac{\partial V_f}{\partial x} \right) = b_f + f_f - \frac{\partial p}{\partial x} ; \quad (41)$$

$$\rho_g \left(\frac{\partial V_g}{\partial t} + V_g \frac{\partial V_g}{\partial x} \right) = b_g + f_g - \frac{\partial p}{\partial x} , \quad (42)$$

где V_g – истинная скорость газа; b_f и b_g – массовые силы, действующие на единицу объема соответственно жидкости и газа; f_f и f_g – параметры, учитывающие влияние остальных сил на единицу объема соответствующих фаз.

Способ определения параметров f_f и f_g зависит от условий конкретной задачи и структуры течения смеси. Например, для кольцевого потока в вертикальной трубе диаметром D уравнения движения следующие:

$$\rho_f \left(\frac{\partial V_f}{\partial t} + V_f \frac{\partial V_f}{\partial x} \right) = -\rho_f \cdot g + \frac{1}{D(1-\varphi_g)} (\tau_i \sqrt{\varphi_g} - \tau_w) - \frac{\partial p}{\partial x} ; \quad (43)$$

$$\rho_g \left(\frac{\partial V_g}{\partial t} + V_g \frac{\partial V_g}{\partial x} \right) = -\rho_g \cdot g - \frac{\tau_i}{D \sqrt{\varphi_g}} - \frac{\partial p}{\partial x} , \quad (44)$$

где τ_i – касательное напряжение на поверхности раздела фаз.

Традиционно при рассмотрении движения двухфазных потоков ограничивались равновесными потоками без учета тепломассообмена.

Ниже представлена модель описывающая межфазный теплообмен двухфазной смеси при кольцевой структуре течения.

$$\frac{d\omega_h}{dx} = \mathfrak{G}_1 \left(\frac{\omega}{\omega_1} - 1 \right) ; \quad (45)$$

$$\frac{dT_h}{dx} = \mathfrak{G}_2 \left(\frac{T - T_h}{\omega_h} \right) ; \quad (46)$$

$$C_p T + \frac{\omega^2}{2} + W(C_h T_h + \frac{\omega_h^2}{2}) = E ; \quad (47)$$

$$\rho\omega \frac{d\omega}{dx} + \rho\omega W \frac{d\omega_h}{dx} + \frac{dp}{dx} = 0 \quad (48)$$

$$\rho\omega S = m \quad (49)$$

$$p = \rho R_0 T \quad (50)$$

где T – температура; v – функция тока; ω – скорость в одномерном приближении; R_0 – газовая постоянная.

С развитием теории двухфазных течений для повышения точности результатов расчетов актуальным является учет тепломассообменных процессов в газожидкостной смеси при кольцевой структуре течения в эрлифтных установках.

Уравнения тепломассообмена двухфазной парожидкостной смеси можно записать так:

$$\frac{\partial(1-\varphi)\rho_f(V_f-w)}{\partial x} + \frac{\partial(1-\varphi)\rho_f}{\partial t} = \tilde{A}_g; \quad (51)$$

$$\frac{\partial\phi\rho_g(V_g-w)}{\partial x} + \frac{\partial\phi\rho_g}{\partial t} = \tilde{A}_g; \quad (52)$$

$$\frac{\partial(1-\varphi)\rho_f V_f(V_f-w)}{\partial x} + \frac{\partial(1-\varphi)\rho_f v_f}{\partial t} - CVM + (1-\varphi)\frac{\partial p}{\partial x} - p_i \frac{\partial\phi}{\partial x} = ; \quad (53)$$

$$= (1-\varphi)p_f g \cos\theta - F_f + C_i|V_r|V_r - \tilde{A}_g v_i$$

$$\frac{\partial\phi\rho_g V_g(v_g-w)}{\partial x} + \frac{\partial\phi\rho_g V_g}{\partial t} + CVM + \phi\frac{\partial p}{\partial x} + p_i \frac{\partial\phi}{\partial x} = -C_i|V_r|V_r + \Gamma_g v_i + \phi p_f g \cos\theta - F_f; ; \quad (54)$$

$$\frac{\partial(1-\varphi)\rho_f e_f}{\partial t} + p \frac{\partial(1-\varphi)}{\partial t} + \frac{\partial(1-\varphi)p_f e_f(V_f-w)}{\partial x} + \frac{\partial(1-\varphi)p_f(V_f-w)}{\partial x} = ; \quad (55)$$

$$(1-\varphi)p_f V_f g \cos\theta + Q_{if} - \tilde{A}_g(h_f + V_f^2/2)$$

$$\frac{\partial\phi\rho_g e_g(V_g-w)}{\partial x} + \frac{\partial\phi\rho_g e_g}{\partial t} + \frac{\partial\phi\rho_g(V_g-w)}{\partial x} + p \frac{\partial\phi}{\partial t} = , \quad (56)$$

$$\phi\rho_g V_g g \cos\theta + Q_{ig} + \tilde{A}_g(h_g + V_g^2/2)$$

где e – удельная полная энергия; C_i – межфазный коэффициент сопротивления; Γ_g – скорость массообменных процессов; h – удельная энтальпия; Q_{if} – тепловой поток жидкости; Q_{ig} – тепловой поток газа.

Таким образом увеличение точности результатов расчетов связано с усложнением математического аппарата. Оценим модели течения двухфазной смеси. Различие скоростей и температур фаз создает взаимный обмен теплом. Часто эти процессы протекают быстро и можно сделать допущение о достижении равновесия. В этом случае наиболее удобным методом исследования является теория гомогенного течения, например, для исследования дисперсной и пузырьковой структур. А для горизонтального изотермического пузырькового течения в прямых трубах с постоянной площадью поперечного сечения без фазовых превращений эта теория позволяет получить аналитическое решение. Однако гомогенная модель становится неточной в условиях резкого увеличения скорости и изменения давления. Для описания такого течения требуется применение более точных моделей, например, основанных на теории потока дрейфа или раздельного течения.

Теория потока дрейфа широко используется при изучении пузырьковой, снарядной, пеннотурбулентной и дисперсной структур течения газожидкостных смесей, а также взвесей твердых частиц в жидкости. Эта модель является основой для решения некоторых нестационарных задач.

В морском эрлифте возникает вертикальный поток трехфазной смеси (жидкость, газ и твердые частицы). Наличие в смеси твердой фазы существенно изменяет не только структуру дифференциальных уравнений, но и идеологию построения математических моделей. Численные методы можно разбить на две группы, которые можно условно назвать как методы осредненного континуума и методы разделенных фаз смеси.

Окончательный вывод о достоверности того или иного метода может быть сделан путем сравнения расчетных результатов с экспериментальными данными, полученными на современных установках. Однако «воплотить в жизнь» такие работоспособные установки невозможно без решения широкого спектра научно-исследовательских задач на этапе предпроектных исследований.

Оценочные результаты выборочного моделирования показали, что учет неоднородности потока

гидросмеси (твердое- жидкость) в насосных установках увеличивает точность результатов расчетов на 6 – 8 %, не изотермичность потока кольцевой структуры на 4 – 6%, неравновесность потока пульпы в подводящей трубе ГЕГ и нижней трубе насоса на 5 – 7%, что является новым научно-практическим достижением для эрлифтных установок.

Выводы:

1. Простые аналитические модели (гомогенная, модель потока дрейфа) мало пригодны для решения практических задач трубных течений и имеют в большей степени теоретическое значение ввиду идеализированной постановки и упрощенного механизма физических процессов.
2. Широкий класс трубных течений требует большего количества глубоководных пневмогидравлических транспортных установок (насосы, эрлифты), модели которых в основном базируются на гидравлических закономерностях одномерного двухфазного течения (жидкость-твердое, жидкость-газ) без учета неравновесных процессов, неоднородных и нестационарных эффектов. Эти допущения существенно снижают точность расчетов, а иногда противоречат физике исследуемых процессов.
3. Наиболее перспективными являются теории, развитые на базе идеологии раздельных моделей течения.
4. Для повышения точности результатов расчетов следует учитывать влияние тепломасообменных процессов, что особенно актуально для глубоководных эрлифтных гидроподъемов.
5. В заключительной стадии завершения разработки находится инструментальный программно-алгоритмический комплекс, моделирующий на базе усовершенствованного математического обеспечения проектных и эксплуатационных режимов глубоководных гидроподъемов в широком диапазоне изменения расходных параметров.

Список литературы

1. Грехем Уоллис . Одномерные двухфазные течения. / Г. Уоллис . – М.: Мир, 1972. – 440 с.
2. Гидродинамика газожидкостных смесей в трубах / В.А. Мамаев, Г.Э.Одишария, Н.И. Семенов, А.А. Точигин – М.:Недра, [1969]. – 208 с.
3. Кириченко Евгений.Алексеевич. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: Монография /Е.А.Кириченко.- Днепропетровск : НГУ, 2009. – 344 с.
4. Mohamad S., Ghidaoui Zhao, Duncan A. McInnis and David H. Axworthy. A Review of Water Hammer Theory and Practice – American society of Mechanical Engineers. – Vol 58(2005), pp. 49 – 76.
5. T., Horvat A., Cerne G., Iztok P. WANA Loads-two-phase flow water hammer transients and induced loads on materials and structures of nuclear power plants. – Nuclear Energy of New Europe . – Vol 12(2003), pp.1 – 49.

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

УДК 539.4.012

В.Д. Кирнос, канд. техн. наук, В.Я. Киба

(Украина, г. Днепр, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепр)

ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ РАСХОДА ДВУХФАЗНЫХ СМЕСЕЙ

***Анотація.** Показана необхідність постійного періодичного контролю витрати пульпи (двофазної суміші) при збагаченні корисних копалин.*

Проведено аналіз існуючих способів вимірювання витрати рідких і двофазних сумішей, які використовуються або можуть бути використані в технологічних процесах збагачення корисних копалин. Встановлено, що дані способи разом з позитивними властивостями мають ряд суттєвих недоліків.

До них можна віднести такі, як високі вартісні витрати, недостатня точність і відсутність до-свіду промислового використання. Запропоновано метод вимірювання витрати двофазних сумішей, що виключає недоліки існуючих.

***Ключові слова:** двофазна суміш, насос; гідротранспортна система, трубопровід, анемометр.*

***Аннотация.** Показана необходимость постоянного периодического контроля расхода пульпы (двух-фазной смеси) при обогащении полезных ископаемых. Проведен анализ существующих способов измерения расхода жидких и двухфазных смесей, которые используются или могут быть использованы в технологических процессах обогащения полезных ископаемых. Установлено, что данные способы наряду с положительными свойствами имеют ряд существенных недостатков. К ним можно отнести такие,*

как высокие стоимостные затраты, недостаточная точность и отсутствие опыта промышленного использования. Предложен метод измерения расхода двухфазных смесей, исключая недостатки существующих.

Ключевые слова: двухфазная смесь, насос; гидротранспортная система, трубопровод, анемометр.

Abstract. The necessity of constant periodic monitoring of the pulp flow rate (two-phase mixture) during mineral processing is shown. The analysis of existing methods for measuring the flow rate of liquid and two-phase mixtures, which are used or can be used in technological processes of mineral processing, is analyzed. It is found out that these methods, along with positive properties, have a number of significant drawbacks. These include such high price costs, insufficient accuracy and lack of experience in industrial use. A method is proposed for measuring the consumption of two-phase mixtures, eliminating the drawbacks of existing ones.

Keywords: two-phase mixture, pump, hydro-system, plumbing, anemometer.

Введение. На горнорудных предприятиях при обогащении руд, например железных, для перекачки пульпы (двухфазных смесей) в технологических линиях нашли широкое применение грунтовые насосы. При этом в процессе эксплуатации гидротранспортные системы должны иметь стабильные технические характеристики, так как это прямо влияет на качественные показатели обогащения руд. Учитывая, что грунтовые насосы перекачивают пульпу, являющуюся абразивной средой, происходит постоянное изнашивание проточных частей насосов. Следствием этого является нарастающая потеря их производительности, а соответственно изменение технических характеристик гидротранспортных систем. Кроме того, обогатительные комбинаты – крупнейшие потребители воды. Ее расход достигает здесь до 30 кубических метров на тонну концентрата. Технологическая вода обогатительных фабрик содержит растворенные и взвешенные вещества, количество которых достигает до 1000 мг/л. Поэтому она обладает высокой коррозионной активностью и абразивностью. Примерный состав взвешенных веществ в воде для обогатительных фабрик Кривбасса следующий: кварц – 30...40 %, слоистые глинистые минералы – 25...30 %, амфиболы – 15...20 %, магнетит – 3...7 %, агрегаты мелких частиц органического происхождения – 3...7 %. Таким образом техническая вода представляет двухфазную смесь.

На обогатительных фабриках, где для обогащения руд применена флотация, возможное уменьшение pH воды ниже 7,5 усиливает ее коррозионное действие на металлы. Все эти показатели технической воды приводят также к нарастающей потере производительности насосов для ее перекачивания.

С целью поддержания качества обогащения руд надо оперативно производить регулирование технологических линий обогатительных фабрик. Следовательно, возникает необходимость в периодическом контроле в измерении производительности грунтовых насосов для перекачивания пульпы и технической воды. Это достигается измерением расхода жидких смесей.

Постановка задачи. Анализ существующих методов контроля расхода двухфазных смесей и разработка метода контроля, исключающего недостатки существующих.

Решение задачи. В настоящее время существует множество методов измерения расхода жидких сред. Основными из них являются: метод переменного перепада давления, электромагнитный, метод переменного уровня, ультразвуковой, обтекания, тахометрический, с внешним силовым воздействием, ядерно-магнитного резонанса.

Метод переменного перепада давления основан на измерении перепада давления, создаваемого с помощью сужающегося устройства, например диафрагмы [1]. Перепад давления через отборные устройства измеряется дифференциальным манометром и в виде электрического сигнала передается на вторичный прибор, градуированный в единицах расхода. Расходомеры, работающие на методе переменного перепада давления, не имеют подвижных деталей, не требуют сложного обслуживания, надежны в работе. Данные приборы получили широкое применение в измерении расхода воды и других жидкостей с неизменяющимися физическими свойствами благодаря своей универсальности и легкости серийного производства. Однако перечисленные характеристики технологической воды железорудных фабрик, несомненно сказываются на точности измерений ее расхода. В процессе эксплуатации таких расходомеров часто меняется профиль сужающего устройства, замена которого очень трудоемка. При этом отборные устройства засоряются шлаками, в первичных приборах часто выходят из строя мембранные блоки и изменяется их упругость. Для измерения расхода ферромагнитной пульпы метод переменного перепада давлений не пригоден из-за повышенной абразивности и коррозионности по сравнению с технологической водой. Кроме того, при уменьшении пульпового потока или наличии препятствий она чисто разделяется на плотный осадок и воду.

Электромагнитные расходомеры работают на принципе электромагнитной индукции [2]. Существует множество типов электромагнитных расходомеров, однако их применение ограничивается рядом причин:

- расход пульпы определяется при условии полного заполнения трубопровода;
- корпус прибора может влиять на устойчивость измерений, действуя как короткозамкнутый проводник, он также действует как экран от блуждающих токов и других носителей электрического тока, что вызывает необходимость его первоочередного заземления;
- устойчивость магнитного поля зависит от колебаний напряжения в питающей сети;
- износ или загрязнение электродов.

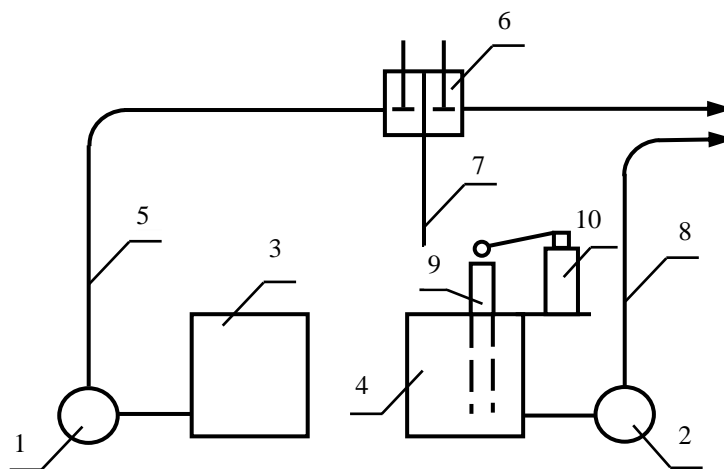
Ультразвуковые расходомеры. Принцип действия их основан на том, что скорость распространения ультразвуковых колебаний в среде, движущейся относительно стенок трубопровода, равна векторной сумме скорости ультразвука относительно среды и скорости самой среды относительно стенок [3]. Если установить в трубопровод два излучающих пьезоэлемента, один из которых излучает ультразвуковую волну в направлении потока, а другой – против него, то при движении потока возникает разность скорости прохождения волн по двум каналам, которая однозначно зависит от скорости потока. По этой разнице времени и определяется расход движущейся среды в трубопроводе. Положительным свойством таких расходомеров является их безконтактность измерения. К недостаткам следует отнести их чувствительность к различным факторам (содержание твердого в пульпе, пузырьков воздуха). Эти факторы существенно искажают характер распространения звука в контролируемой среде. Это приводит к увеличению дополнительных погрешностей прибора. К тому же, необходимо отметить сложность измерительной схемы ультразвуковых расходомеров.

Ядерно-магнитные расходомеры. Они работают на принципе ядерно-магнитного резонанса. Это явление поглощения ядрами вещества, предварительно помещенного в магнитное поле, энергии электромагнитного поля. Поглощение энергии возможно при резонансе угловой частоты электромагнитного поля к лармовой. К достоинствам ядерно-магнитных расходомеров следует отнести: высокую чувствительность, отсутствие движущихся и выступающих внутрь трубопровода деталей преобразователя расхода, недостаточно возможность к перемене ориентировки трубопровода в пространстве, линейность шкалы. Основными недостатками их является отсутствие опыта промышленного применения и высокая стоимость. Все это исключает их эффективное использование для данных целей.

Методы переменного уровня, обтекания, с внешним силовым взаимодействием и тахометрический также не нашли своего применения для измерения двухкомпонентных смесей из-за наличия выступающих деталей.

Поэтому появилась необходимость в новых методах контроля расхода двухфазных смесей, новых, исключающих недостатки существующих.

Предлагается метод измерения расхода двухфазных смесей косвенным способом. Суть данного вопроса можно пояснить на примере работы гидротранспортной системы, подающей слив рудоразмольной мельницы в технологическую линию. Гидротранспортная система состоит из рабочего зумпфа 3 с грунтовым насосом 1, нагнетательного трубопровода 5, пульподелителя 6, дополнительного трубопровода 7, резервного зумпфа 4, дополнительного насоса 2 с нагнетательным трубопроводом 8, измерительной трубы 9 и анемометра 10. Здесь измерительная труба 9 крепится вертикально в зумпфе 4 (рисунок. 1).



Технологическая схема измерения расхода пульпы

В рабочем режиме слив мельницы поступает в зумпф 3, откуда насосом 1 подается в технологическую линию по трубопроводу 5 через пульподелитель 6. В режиме измерения производительности рабочего насоса 1 пульподелитель 6 отключает трубопровод 5 от технологической линии и переключает его на трубопровод 7. Пульпа поступает в резервный зумпф 4, одновременно заполняя его и измерительную трубу 9 по принципу сообщающихся сосудов. По мере заполнения пульпой зумпфа 4 из трубы 9 вытесняется находящийся там воздух. При этом скорость движения воздуха по трубе 9 соответствует скорости движения пульпы при заполнении зумпфа. Скорость вытесняемого воздуха измеряется с помощью анемометра 10, установленного на выходе из трубы 9. Производительность рабочего насоса 1 определяется по скорости движения вытесняемого воздуха:

$$Q = F \cdot V ,$$

где V – скорость движения воздуха и F – площадь поперечного сечения резервного зумпфа.

После окончания замера трубопровод 9 пульподелителем 6 снова подключается к технологической линии и гидротранспортная система вводится в рабочий режим. Насос 2 откачивает пульпу из измерительного зумпфа 4 и через трубопровод 8 подает ее в технологическую линию. В качестве дополнительного насоса 2 можно использовать резервный.

Выводы. Таким образом, предлагаемый способ измерения позволяет в процессе работы насосной установки определять расход перекачиваемой смеси и соответственно оперативно корректировать параметры технологических процессов. Продолжительность замера не превышает 20 ... 30 с., поэтому такое кратковременное отключение нагнетательного трубопровода 5 от технологической линии не оказывает явного отрицательного влияния на ход протекания технологического процесса.

Точность измерения расхода смесей данным способом была оценена на лабораторной экспериментальной установке. Сравнительный анализ результатов измерения предлагаемым способом и с помощью мерного бака показал, что различие между ними не превышает 5 %.

Экономическая эффективность данного способа может быть определена повышением массовой доли железа в концентрате за счет поддержания рациональных параметров технологического процесса при их оперативном контроле.

Список литературы

1. Гидравлика и гидропривод / В.Г. Гейер, В.С. Дулин, А.Г. Боруменский, А.Н. Заря. – М.: Недра, 1970. – 302 с.
2. Константинов Ю.М. Гидравлика / Ю.М. Константинов. – К.: Вища школа, 1981 – 360 с.
3. Ржевская Н.Д. О возможностях контроля циклов измельчения и классификации ультразвуковыми методами / Н.Д. Ржевская // Физические и химические процессы горного производства. – Материалы научно-технической конференции. – М.:НГИ, 1971.С.78 –81

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

УДК 681.523:621.22

В.В. Радченко, канд. техн. наук

(Україна, Запорізька державна інженерна академія)

СЕМАНТИЧНА МОДЕЛЬ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЗМІННОГО СИГНАЛУ

Анотація. *Приведена основа семантичної моделі перетворення змінного сигналу, що дозволяє формувати впливи відповідно до змістовного наповнення процесу. Розглянуті особливості формування основних компонентів моделі та їх взаємодії. Відображені впливи основних складових і компонентів процесу перетворення. Отримані характеристики перетворення відхилення параметрів сигналу і організації відповідних впливів.*

Ключові слова. *Семантична модель, процес перетворення, параметри сигналу, управляємий технічний об'єкт.*

Анотація. *Наведена основа семантичної моделі перетворення змінного сигналу, що дозволяє формувати впливи відповідно до змістовного наповнення процесу. Розглянуті особливості формування основних компонентів моделі та їх взаємодії. Відображені впливи основних складових і компонентів процесу перетворення. Отримані характеристики перетворення відхилення параметрів сигналу і організації відповідних впливів.*

організації відповідних впливів. Показані основні можливості й шляхи організації ефективного енергоінформаційного обміну керованого технічного об'єкту.

Ключові слова. Семантична модель, процес перетворення, параметри сигналу, керований технічний об'єкт.

Abstract. Basis of semantic model of the variable signal shaping, allowing to form influencing in accordance with the rich in content filling of process, is resulted. The features of forming of basic components of model and their co-operation are considered. Influencing of basic constituents and components of process of transformation is reflected. Descriptions of transformation of rejection of parameters of signal and organization of the corresponding influencing are got. Basic possibilities and ways of organization of effective energyinformation exchange of the guided technical object are shown.

Keywords. Semantic model, transformation process, signal parameters, controlled technical object.

Існуючі моделі перетворення змінних сигналів переважно зорієнтовані на виділення вихідних величин без урахування семантичних складових процесів, що алгоритмічно надає їм ознак інерційності, [1, 2]. Тому розроблено відповідний метод визначення відхилення змінної величини від встановленого рівня, вільний від зазначених недоліків, /3/. Основа його дії полягає у формуванні керуючого впливу, пропорційного семантиці відхилення контрольованого синусоїдального сигналу, яка визначається порівнянням відповідно формованих інтегральних величин, /4/.

У пропонуваній моделі вирішується завдання формування керуючого й синтезу вихідного сигналу перетворювача, відповідно зміни амплітудного значення контрольованого сигналу, рис. 1.

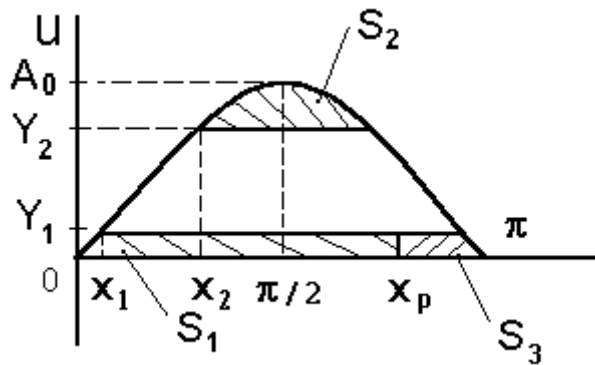


Рис. 1. Схема формування сигналу управління.

Її особливості наступні. Робочі такти суміщені в межах пів періоду. Рівні обмеження Y_1 та Y_2 обираються за умов перетворення. Амплітудне значення сигналу змінюється в межах $[A_0, Y_2]$ з кроком $A_1, k = S_1/S$.

Введена система проміжних координат, з яких C_3 і C_5 належать області S_C , а C_4 – області S_π . Площа синусоїдальної частини сигналу визначається співвідношенням

$$S_C = A (1 - \cos x_1). \quad (1)$$

Площа прямокутної частини визначається співвідношенням

$$S_\pi = 2 Y_1 (\pi/2 - x_1). \quad (2)$$

Порівнювані площі обчислюються за формулами

$$S_1 = S_\pi + 2S_C \quad (3)$$

$$S_2 = 2 A [\cos x_2 - \sin x_2(\pi/2 - x_2)]. \quad (4)$$

Сигнал пропорційний відхиленню визначається згідно співвідношення

$$S_3 = S_1 - S_2. \quad (5)$$

З погляду того, що амплітуда контрольованого сигналу змінюється, для кожного значення A визначаються нові координати рівнів обмеження

$$x_1 = \text{Arcsin} (Y_1/A)$$

$$x_2 = \text{Arcsin} (Y_2/A)$$

Для підвищення точності різниці координати фазових кутів визначаються з наступних умов:

- $S_3 \leq S_C$.

$$C_3 = \text{Arccos}(1 - S_3/A); C_4 = 0; C_5 = 0.$$

• $S_3 \leq S_1 - S_C.$

$$C_3 = x_1; C_4 = (S_3 - S_C)/y_1; C_5 = 0.$$

• $S_3 > S_1 - S_C.$

$$C_3 + C_4 = \pi - x_1; C_5 = \text{Arccos}[S_3 - (S_C + S_{\Pi})]/A - 1$$

Тоді загальний кут впливу складає

$$\varphi = C_3 + C_4 + C_5. \quad (6)$$

Звідки, початковий кут впливу

$$\alpha = \pi - \varphi. \quad (7)$$

За результатами моделювання отримані залежності $\varphi = f(A)$, $\alpha = f(A)$ та $S_2 = f(A)$, рис. 2.

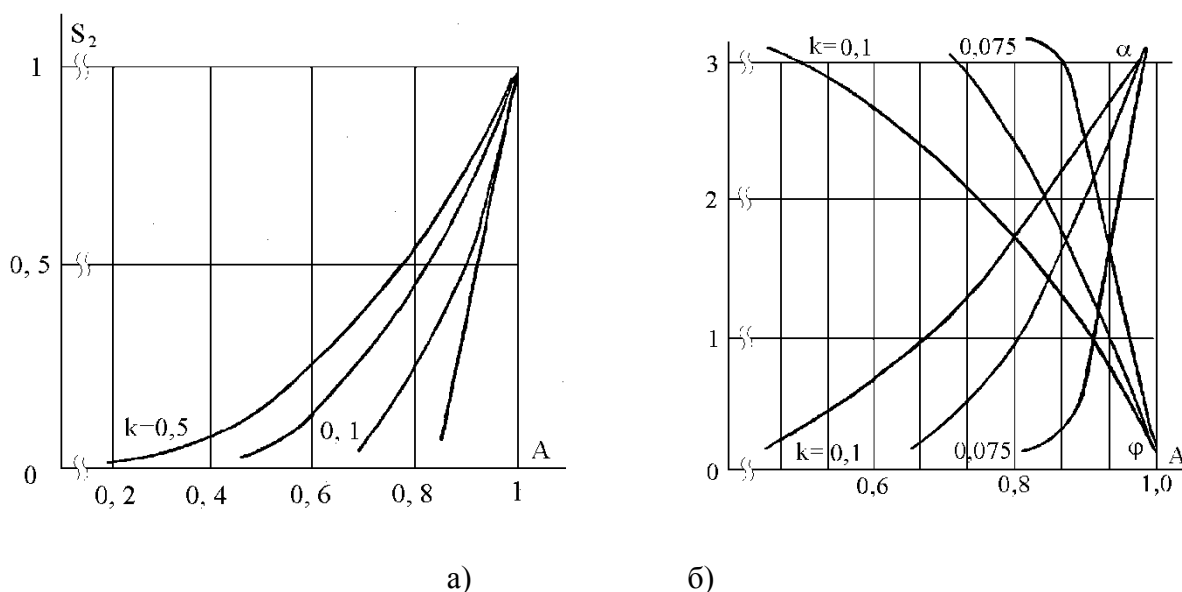


Рис. 2. Характеристики перетворення: а – інформативної області; б – вихідні.

Основні висновки

Наведені характеристики відображають продуктивність семантичного підходу в формуванні досить високого енергоінформаційного потенціалу впливів, безпосередньо залежного від метрологічних налаштувань первинного перетворювача.

Список літератури

1. Радченко В. В. Інформаційні аспекти підвищення ефективності регулювання. Електричний Журнал № 1, 1999. с. 23–29.
2. Радченко В. В. Семантика інформаційних складових енергетичних процесів. Науково-техн. збірник „Гірнична електромеханіка та автоматика” № 89, 2012 р. С. 87 – 91.
3. Радченко В. В. Спосіб визначення відхилення змінної величини від встановленого рівня. G01 R 19/22, Пат. України, № 68900, від 10. 04. 2012, Бюл. №7. – 7 с.
4. Радченко В. В. Безінерційне виміювання відхилень змінних процесів. Науково-техн. збірник „Гірнична електромеханіка та автоматика” № 91, 2013 р. С. 73 – 78.

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

ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

УДК 621.867.63:621.771.22

Д.В. Устименко, Ю.С. Бондаренко, канд-ты техн. наук

(Украина, Днепр, Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. акад. В.Лазаряна)

МОДЕРНИЗАЦИЯ РОЛЬГАНГА ПРОКАТНОГО СТАНА В УСЛОВИЯХ ПАО «ЗАПОРОЖСТАЛЬ»

***Анотація.** Проведено аналіз шляху підвищення енергоефективності електроприводу рольганга прокатного стану ПАТ «Запоріжсталь», за рахунок заміни існуючої системи з груповим приводом постійного струму на індивідуальний привод з асинхронними двигунами. Встановлено, що таке рішення сприяє значному підвищенню показників енергоефективності зазначеного обладнання і підприємства в цілому і, як наслідок, розвиває тенденцію щодо зниження собівартості продукції, що випускається.*

***Ключові слова:** рольганг, прокатний стан, Запоріжсталь, груповий привод, індивідуальний привод, енергоефективність.*

***Аннотация.** Проведен анализ пути повышения энергоэффективности электропривода рольганга прокатного станa ПАО «Запорожсталь» за счёт замены существующей системы с групповым приводом постоянного тока на индивидуальный привод с асинхронными двигателями. Установлено, что такое решение способствует значительному повышению показателей энергоэффективности указанного оборудования и предприятия в целом и, как следствие, развивает тенденцию к снижению себестоимости выпускаемой продукции.*

***Ключевые слова:** рольганг, прокатный стан, Запорожсталь, групповой привод, индивидуальный привод, энергоэффективность.*

***Annotation.** The analysis of the way to increase of energy efficiency of trailer's table electric drive via replacement the system based on the common drive on the system based on the individual drive with asynchronous motors done in the article. The analysis showed that such solve provides to considerable increasing of energy efficiency the equipment and, as a result, to increase a trend to decrease a cost of production.*

***Keywords:** trailer table, roll mill, Zaporizhstal, common drive, individual drive, energy efficiency.*

Введение

Электроприводы различных устройств и технологических установок являются наиболее энергоёмкой составляющей системы электроснабжения, потребляя при этом около 60 – 70 % вырабатываемой электроэнергии [1- 3]. С учётом повышения цен на электроэнергию, со стороны производителей продукции, этот факт приводит к повышению требований к технологическим процессам. Это в первую очередь подразумевает повышение их энергоэффективности, как правило за счёт снижения энергопотребления систем электроприводов.

Анализ существующих решений

Анализ существующих решений и мировых тенденций развития промышленности [2 - 6], позволяет выделить следующие методы повышения энергоэффективности рассматриваемых систем:

Рациональный выбор мощности электрооборудования. Проектирование различных устройств и систем, в том числе и систем электроприводов, как правило подразумевает заложение определённого запаса мощности, который зачастую не используется, что приводит лишь к возрастанию доли энергетических затрат на производимую продукцию и делает производство нерентабельным.

Решение вопроса повышения энергоэффективности, в этом случае, подразумевает замену существующего оборудования на оборудование рациональной мощности и применение рациональных коэффициентов запаса при проектировании.

Несмотря на то, что данный способ повышения энергоэффективности является самым простым, он, по мнению авторов, имеет существенный недостаток, который ограничивает его применение, а именно –

необходимость точного учёта всех сопутствующих факторов технологического процесса, параметры которых зачастую являются случайными величинами.

Применение энергоэффективных асинхронных двигателей. Суть данного метода состоит в применении в структуре электроприводов асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором, в конструкции которого алюминиевые стержни заменены медными (например, двигатели серии IE3, IE4 компании Siemens) [5].

Согласно работе [5] такие электрические машины характеризуются низким коэффициентом линейного расширения активных материалов, высокой степенью прочности на растяжение и более низкими потерями в обмотках, которые на 15 % ниже, чем у машин ранних серий с алюминиевыми роторами. Указанное снижение уровня потерь позволяет повысить КПД двигателей и соответственно достичь повышения показателей энергоэффективности электроприводов в целом.

Несмотря на широкое использование данного метода ведущими мировыми компаниями ряд специалистов [7] считает относительно его применения, что электропривод, как и ранее, остаётся нерегулируемым и повышение его энергоэффективности будет заметным лишь в тех случаях, когда нагрузка изменяется мало.

Усовершенствование систем механической передачи вращающего момента [5] Для получения необходимых частот вращения или величин вращающего момента в структуре электроприводов часто применяют различные системы передач – зубчатые, ременные, цепные. Их наличие, как известно, приводит к появлению дополнительных моментов сопротивления и, как следствие, к снижению общего КПД привода. Идеальным решением в этом случае является отказ от системы передач, но осуществить его зачастую является невозможным.

В этом случае в мировой практике [5] главным направлением повышения КПД является замена существующих систем передач на более эффективные. С точки зрения ременных передач, в частности, это предполагает замену обычных ремней зубчатыми или переход к цепным передачам, КПД которых составляет порядка 98 % [5, 8], а с точки зрения зубчатых – применение мотор-редукторов с переходом от групповых приводов к индивидуальным.

Переход от нерегулируемого электропривода к регулируемому с возможностью регенерации энергии в сеть. Данный способ повышения энергоэффективности, на сегодняшний день, является основным направлением энергосбережения, принятым во всем мире и дающим наибольший эффект как в части экономии электроэнергии, так и по другим показателям технологического процесса [5, 6].

Основным направлением реализации данного способа является введение в структуру электропривода преобразователей электрической энергии, работающих по системе обратных связей, как правило в замкнутых контурах регулирования, и способных формировать заданные регулирующие воздействия в соответствии с требованиями технологических процессов. Таковыми, как правило, являются преобразователи частоты, что главным образом связано с отказом от применения в системе электропривода двигателей постоянного тока и заменой их на асинхронные двигатели с короткозамкнутым либо фазным ротором [4, 5].

Основной материал и результаты

На сегодняшний день на территории Украины существует множество предприятий, оборудование которых требует своей модернизации. К их числу относится и ПАО «Запорожсталь» в эксплуатации которого, в частности, находится прокатный стан, реализованный с применением группового привода с двигателями постоянного тока. Принимая во внимание всё указанное выше, такая система не является энергоэффективной и требует своей модернизации.

Для решения этого вопроса, в рамках сотрудничества с компанией VIG (<http://vig.dp.ua/>), была предложена замена группового привода на индивидуальный с применением в качестве приводных устройств мотор-редукторов с асинхронными двигателями. Для оценки эффективности такого решения был проведён сравнительный анализ показателей энергоэффективности электропривода до и после модернизации путём выполнения соответствующих расчётов обеих систем. Стоит отметить, что привод рольганга работает в повторно-кратковременном режиме с относительно частыми пусками и остановками, поэтому в качестве руководящего параметра для сравнения были приняты затраты электроэнергии на период пуска. В данном случае расчёт проводился для одной секции рольганга которая включает в себя 10 роликов и в случае с приводом постоянного тока, вращается одним приводным двигателем.

Исходные данные, для выполнения расчёта привода до и после модернизации, приведены в табл. 1, а его кинематические схемы – на рис. 1 и 2 соответственно.

Исходные данные для выполнения расчёта привода рольганга

| Параметр | Значение параметра | |
|---|-------------------------|----------------------------|
| | Система до модернизации | Система после модернизации |
| Номинальный вращающий момент двигателя $M_{дв_ном}$, Нм | 1814,5 | 50,1 |
| Пусковой момент двигателя $M_{дв_пуск}$, Нм | 2721,8 | 105,21 |
| Момент инерции двигателя $J_{дв}$, кг·м ² | 5,75 | 0,028 |
| КПД двигателя $\eta_{дв}$ | 0,87 | 0,87 |
| Частота вращения ротора двигателя n , об/мин | 500 | 1500 |
| Масса заготовки (сляба) $m_{гр}$, кг | 18000 | 18000 |
| Масса ролика $m_{рол}$, кг | 2380 | 2380 |
| Диаметр ролика $D_{рол}$, м | 0,4 | 0,4 |
| Диаметр цапфы ролика $d_{цапфы}$, м | 0,15 | 0,15 |
| Линейная скорость вращения роликов ϑ , м/с | 1,8 | 1,8 |
| Суммарный КПД передачи η | 0,85 | 0,85 |
| Коэффициент трения-скольжения μ | 0,015 | 0,015 |
| Коэффициент трения-качения f | 0,015 | 0,015 |
| Передаточное отношение редуктора i | 6,03 | 17 |

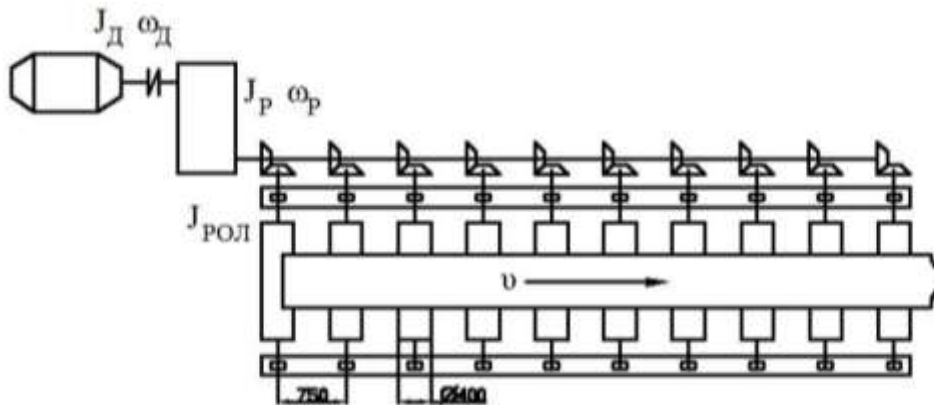


Рис.1. Кинематическая схема привода рольганга до модернизации

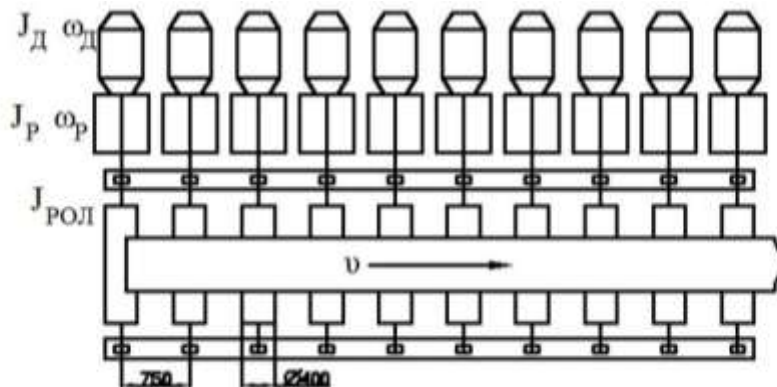


Рис. 2. Кинематическая схема привода рольганга после модернизации

Принимая во внимание, что рольганг прокатного стана является типовым производственным механизмом, его расчёт для обеих кинематических схем осуществлялся согласно стандартной методике [9, 10]. При этом были учтены особенности работы обеих схем, обобщённая характеристика которых приведена ниже.

Так, в общем случае для привода рольганга статический момент сопротивления состоит из момента трения в подшипниках $M_{тр}$ и момента буксования $M_{бук}$, каждый из которых согласно работе [9], определяется как:

$$M_{\text{ТР}} = g \cdot (m_{\text{ТР}} + n_{\text{рол}} \cdot m_{\text{рол}}) \cdot \mu \frac{d_{\text{цапфы}} + f}{2}; \quad (1)$$

$$M_{\text{БУК}} = \frac{m_{\text{ТР}}}{2} \cdot g \cdot \mu_{\text{Б}} \cdot \frac{D_{\text{рол}}}{2}. \quad (2)$$

Данные выражения являются справедливыми при условии, что масса всего сляба равномерно распределена по всей секции рольганга, а приводной двигатель вращает все ролики одновременно. С учётом замены привода суммарный вес сляба как и ранее равномерно распределяется между роликами, но теперь каждый двигатель вращает только один ролик. С учётом этого указанные моменты для случая индивидуального привода:

$$M_{\text{ТР}} = g \cdot \left(\frac{m_{\text{ТР}}}{n_{\text{рол}}} + m_{\text{рол}} \right) \cdot \mu \frac{d_{\text{цапфы}} + f}{2}; \quad (3)$$

$$M_{\text{БУК}} = \frac{m_{\text{ТР}}}{n_{\text{рол}}} \cdot g \cdot \mu_{\text{Б}} \cdot \frac{D_{\text{рол}}}{2}. \quad (4)$$

В отличие от двигателя постоянного тока пусковой момент асинхронного двигателя при пуске может изменяться от значения пускового до максимального. С учётом этого при определении времени пуска в качестве пускового момента был использован средний пусковой момент:

$$M_{\text{ПУСК_СР}} = \frac{M_{\text{ДВ_МАКС}} + M_{\text{ДВ_ПУСК}}}{2}, \quad (5)$$

При определении затрат электроэнергии на один период пуска также было учтено, что цикл работы привода по перемещению сляба включает в себя два режима, при которых энергопотребление будет различным – разгон и равномерное движение. При этом учитывалось, что в отличие от группового привода, где ролики отключаются посекционно, когда сляб покинет всю секцию, в индивидуальном приводе каждый ролик отключается при прохождении через него сляба. Это значит, что время работы приводов при разгоне на всех роликах будет одинаковым, а время равномерного движения будет зависеть от удалённости данного конкретного ролика от начала рольганга. Таким образом, для системы индивидуального привода расчёт энергопотребления в период равномерного движения был проведён для каждого ролика отдельно.

Результаты расчёта энергопотребления обеими системами за период пуска приведены в табл. 2.

Таблица 2

Сравнительные результаты расчёта энергопотребления привода рольганга за период пуска до и после модернизации

| Энергопотребление привода рольганга, Вт·ч | До модернизации | После модернизации | |
|---|-----------------|--------------------|-------|
| При разгоне | 43,575 | 33,959 | |
| При равномерном движении | 98,386 | Ролик 1 | 0,238 |
| | | Ролик 2 | 1,285 |
| | | Ролик 3 | 2,332 |
| | | Ролик 4 | 3,379 |
| | | Ролик 5 | 4,426 |
| | | Ролик 6 | 5,573 |
| | | Ролик 7 | 6,52 |
| | | Ролик 8 | 7,567 |
| | | Ролик 9 | 8,614 |
| | | Ролик 10 | 9,661 |
| Суммарное за период пуска | 141,961 | 83,456 | |

Выводы

Как видно из полученных результатов, применение индивидуального привода с асинхронными двигателями позволяет значительно сократить энергопотребление при одном цикле запуска (за один цикл перемещения сляба), что в свою очередь способствует повышению показателей энергоэффективности предприятия в целом и, как следствие, снижению себестоимости выпускаемой продукции.

Список использованных источников

1. Белов М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов – М.: Академия, 2007. – 576 с.
2. Energy-efficient drives. Answers for industry. – [Siemens AG, 2009]. – 15 p.
3. Energy efficiency: Using drives to control motors can lead to big savings [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://new.abb.com/drives/energy-efficiency>
4. Mirchevski S. Energy efficiency in electric drives/ S. Mirchevski // Electronics. – 2013. – vol.16, no.1 – p.46-49
5. Waide P. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems: working paper / P. Waide, Brunner C. – Paris: International Energy Agency, 2011. – 130 p.
6. Hanitsch R. Energy efficiency electric motors/ R. Mirchevski // World Climate & Energy Event: conference, January 6-11, 2002. – RIO, 2002
7. Козярук А. Е. Методы и средства повышения энергоэффективности машин и технологий с асинхронными электроприводами / А. Е. Козярук, Б. Ю. Васильев. // Вестник ЮУрГУ. Сер. Энергетика – 2015. – №1. – С. 47 – 53.
8. Курсовое проектирование деталей машин / [С.А. Чернавский и др.]. –М.: Машиностроение, 1988. — 416 с.
9. Расчёты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко, В.С. Бондарев, Н.П. Колесник, В.Я. Барабанов. – К.: Высш. шк., 1978. – 576 с.
10. Абсадыков Б.Н. Расчёт мощности приводов роликов нового отводящего рольганга / Б.Н. Абсадыков // Вестник КазАТК. – 2008. – №5(54). – С. 64–71.

UDC: 621.3.078.4: 621.512

A.V. Bobrov, D.V. Tsyplenkov, Cand Tech. Sci.

(Ukraine, Dnipro, State Higher Educational Institution "National Mining University").

**OPTIMUM POWER PARAMETERS OF OPERATION
OF ELECTROMECHANICAL SYSTEMS WITH A RECIPROCATING COMPRESSOR**

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 привода згідно його паспортним даним і умова щодо забезпечення пневмоприймачів стислим повітрям. У моделі використовуються такі припущення: напруга живлення асинхронного двигуна незмінна, значення ККД при коефіцієнті завантаження більшому 0,3 - 0,4 залишається практично незмінним, вплив температур всмоктування повітря на споживану потужність покладається несуттєвим.

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

Аннотация. В работе определены требования при формировании математической модели, позволяющей определять 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 и условие по обеспечению пневмоприемников сжатым воздухом. В модели используются следующие допущения: напряжения питания асинхронного двигателя неизменно, значение КПД при коэффициенте загрузки больше 0,3 – 0,4 остается практически неизменным, влияние температур всасывания воздуха на потребляемую мощность полагается несущественным.

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

Abstract. The requirements for the formation of a mathematical model allowing to determine the optimum operating mode of the compressed air production and distribution system consisting of the following elements "electric network - drive - compressor - pneumatic network" are defined in the work. The issue of limitation of the number of starts is considered, which is introduced to create the operating mode of the drive in accordance

with its passport data and the condition for providing pneumatic receivers with compressed air. In the model, the following assumptions are used: the supply voltage of the induction motor is invariable, the efficiency value for the load factor greater than 0.3 to 0.4 remains practically unchanged, the influence of air intake temperatures on the power consumption is assumed to be unimportant.

Keywords: electric drive, control, compressor, electromechanical system.

The system of on-off pressure control is widely used in reciprocating compressor systems. The normal operation of compressed air consumers is provided by means of pressure maintaining in the system in the fixed interval ($P_{min} \div P_{max}$).

The general increase of energy efficiency level for the system «power grid – drive – compressor – pneumatic circuit» may be attained by «floating» of upper level of pressure. The paper [1] introduces coefficient of efficiency as the efficiency criterion for a control system and determination of upper pressure level within a single pumping-discharge cycle of pressure. The substantiation of the power index is based on the determination of the interdependences of different indicators for the components of the whole system, the distinguishing of the major components from the point of view of energy losses, components of electromechanical system and their interdependences.

In [2] the interdependences between the measured parameters and capacity loss for different components of the unit were determined with respect to the existing links between them, which enables study of the actual state of losses change for different operation modes of manufacturing equipment. It was suggested that the losses for different components of power complex to be compared as energy losses, which is the most correct from the point of view of power. The energy consumed by a compressor drive may be described as:

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

where N_i is power consumed by compressor drive, kilowatt; t_i is sampling interval, h.

The correct choose of the interval is of a great importance here. This simplifies the calculations of energy losses for the components of power complex, as the calculations in the form of power losses are less resource-intensive from the point of view of computational capability of control system.

The next step consisted in the development of mathematical model, which enabled determination of optimum operation mode for the system equipment. As the components of electromechanical system are significantly different, e.g.: electrical and pneumatic circuits, and so are their parameters, the single approach to the analysis of their power parameters was worked out. This enabled unification of parameters of operation modes of electromechanical system and accurate and correct determination of control criteria.

Thus, the conditions were provided for the problem definition of conditional parametric optimization with one optimizing parameter P_{max} determining maximum coefficient of efficiency level of electromechanical system per cycle for different consumed volumes of pressed air by pneumatic receptors.

As we deal with optimization problem solution, the model includes optimally criterion being described by means of analytic (objective) function.

$$F_{opt}(X) = \eta(P_{maxopt}) \rightarrow max. \quad (2)$$

The determination of dependence bounding the levels of pressed air consumption and coefficient of efficiency indicator of a system in general is the main purpose (aim) of the developed mathematical model. This enabled tracking of mode interdependence of components of the complex and obtaining the results in analytical and graphic forms. The analysis of the dependence was carried out from the point of view of determining of time point of control influence on asynchronous drive of reciprocating compressor unit. As the mathematical model is focused on operation control and controlled parameters are minimized, the dependence is determined between the parameters under control and coefficient of efficiency indicator. The specifics of such a dependence determination is that the visibility of data providing is needed to determine the optimum parameters of operation mode of electromechanical system. The parameters provide the maximum coefficient of efficiency. The control influences are produced in the time moment corresponding to optimum parameters of operation mode of electromechanical system. This enabled obtaining of maximum value of coefficient of efficiency indicator and, thus, determination of optimum parameters of operation mode of electromechanical system in definite time interval.

The developed mathematical model enables determination of the moment of creation of control influence on asynchronous drive of reciprocating compressor unit. To provide adequacy of the developed model it is needed to recognize and substantiate the assumptions and limitations.

The mathematical model considers the operation modes of all segments of electromechanical complex to determine its power index (coefficient of efficiency) and defines the optimum value of upper limit for pressure level P_{opt} per pumping-discharge cycle under the conditions of coefficient of efficiency maximum for electromechanical complex – minimum energy losses for its segments.

In such a case the following limitations for the mathematical model are considered:

- the condition of providing of pneumatic receptors with pressed air;
- the limitation of number of starts of drive asynchronous motor per hour (protection of asynchronous drive from overheat).

The model is developed with respect to the following assumptions:

- supply voltage is constant $U = \text{const}$;

- as based on the analysis of running characteristic $\eta = f\left(\frac{N}{N_{nom}}\right)$ of asynchronous drives of compressors

working into load, the coefficient of efficiency value is almost unchanged and equals to η_{nom} for demand factor exceeding 0,3 – 0,4 [3], as the demand factor of asynchronous drives of reciprocating compressor units changes from 0,6 to 0,9 in case of their operation beyond the pressure from P_{min} to P_{max} of the on-off system;

- influence of air intake temperature on the consumed power is considered as insignificant and may not be taken into account;

- the calculations should be made for the parameters with $T_1 = 20$ °C, as the decrease of air intake temperature for stable pressure decreases the content of evaporated water, which leads to performance improvement [4].

The limitations $W_i(\vec{X})$ are for domain of existence for the parameter being optimized [5, 6]. The optimization problem solution should be found for the pressure of pneumatic circuit $P_{min} \leq P_2 \leq P_{max}$. As it was mentioned above, the mathematical model should consider the condition of providing of pneumatic receptors with pressed air and limitation of number of starts of drive asynchronous motor per hour (protection of asynchronous drive from overheat), so the problem of parametric optimization should also consider the limitations as follows:

$$P_{min} < P_{max\,opt} \leq P_{max} \quad (3)$$

The optimum (maximum) upper level of pressure in pneumatic circuit P_{opt} should be within the pressures interval from P_{min} to P_{max} . The number of starts determines the minimum cycle duration.

$$M \leq M_{pasp}; T_{c.\,min} = \frac{60}{M} \quad (4)$$

Thus, the problem of conditional parametric optimization with one optimizing parameter (P_{max}) determining optimum (maximum) coefficient of efficiency level of electromechanical system per cycle was formulated with respect to its specific parameters, operation modes, limitations and assumptions.

Later the analysis of search methods for determining of optimum point within the specified interval was carried out. The analysis has shown that the scan technique is the most preferable one with respect to the peculiarities of the optimization problem. This is due to the fact that the P_2 parameter change is of variable step type.

References

1. Bobrov A.V. Improvement of Energy Efficiency of Бобров Reciprocating Compressors // *Tehnichna Electrodynamika*.-№3.-2004.-P.70-71.
2. Bobrov A.V. The Load of Pneumatic Circuit and Its Influence on the Levels of Capacity Losses of the Components of Electrotechnical Complex of Reciprocating Compressor Units. *Visnyk Pryazovskogo Tehnichnogo Universitetu*. Mariupol. 2008. Energetics, chapter two, 68-71 p.
3. Degtyareva V.V. Rationing Fuel-power Resources and Regulation of Power Consumption Modes: Collection of Instructions / Gen. ed. V.V. Degtyareva.-M.:Nedra,1983.- 223 p.
4. Nazarenko U.P. Economy of Power Energy in case of Production and Use of Pressed Air / U.P. Nazarenko.–M.:Energiya,1976.- 103 p.
5. Suharev A.G. Course in Optimization Methods : Manual / A.G. Suharev, A.V. Timohov, V.V. Fedorov — M.: FIZMATLIT, 2005. — 368 p.
6. Panteleev A.V. Methods of Optimization in Samples and Problems : Manual / A.V. Panteleev, T.A. Letova. - M.: Vysh. sch., 2005. — 544 p.

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

Д.О. Бешта, Л.І. Цвіркун канд. техн. наук
(Україна, Дніпро, Національний гірничий університет)

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ НАСОСА ТА ЕЛЕКТРОДВИГУНА ГІДРОПРИВОДА УКЛАДАЛЬНИКА МОТАЛКИ ДЛЯ ПРОЦЕСУ ЗМОТУВАННЯ СОРТОВОГО ПРОКАТУ

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

Запропоновано реалізацію науково-технічних рішень у вигляді системи управління взаємозалежними електромеханічними системами ділянки моталок для забезпечення плавного регулювання швидкості переміщення носка укладальника в широкому діапазоні швидкостей.

Виконано вибір, на основі розробленого розрахунку, параметрів насоса й електродвигуна гідроприводу укладальника.

Ключові слова: змотування сортового прокату, електрогідропривід укладальника, параметри насоса та електродвигуна.

Аннотация. Рассмотрены направления повышения качества намотки проката моталкой типа "Garrett" путем модернизации существующего гидропривода укладчика.

Предложена реализация научно-технических решений в виде системы управления взаимозависимыми электромеханическими системами участка моталок для обеспечения плавного регулирования скорости перемещения носка укладчика в широком диапазоне скоростей.

Выполнен выбор, на основе разработанного расчета, параметров насоса и электродвигателя гидропривода укладчика.

Ключевые слова: сматывания сортового проката, электрогидропривод укладчика, параметры насоса и электродвигателя.

Abstract. The directions of increase of quality of winding rolling by a coil of "Garrett" type by modernization of the existing hydraulic actuator of the stacker are considered.

The implementation of scientific and technical solutions in the form of a system of control of interdependent electromechanical systems of the coil sector is proposed, provided the modernization of the existing hydraulic actuator of the stacker is provided to ensure smooth adjustment of the velocity of movement of the stacker sock in a wide range of velocities.

The choice, on the basis of the developed calculation, of the parameters of the pump and the electric motor of the hydraulic actuator of the stacker has been completed.

Key words: rolling mill rolling, electrohydraulic stacker, pump and motor parameters.

Вступ

Одним з найбільш перспективних напрямків зменшення втрат металу в машинобудуванні є використання як початкового матеріалу металопродукату, у вигляді мотків. Що відповідно дозволяє мінімізувати втрати прокату при його калібруванні і розкрій 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.

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 [1].

Постановка задачі

Проведені дослідження [2] 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).

Укладальники моталок мають гідравлічний привід, приєднаний до загальної гідросистеми ділянки моталок через відсічні клапани і дроселі з трипозиційним дискретним регулюванням прохідних перетинів, що перемикаються в процесі намотування прокату. Асинхронна робота всіх механізмів, які живляться від гідросистеми, призводить до суттєвих коливань тиску на вході регульованих дроселів укладальника, що унеможливає плавне регулювання і стабілізацію лінійної швидкості пересування укладальника. Необхідна швидкість руху укладальника виставляється ручним налаштуванням прохідних перетинів дро-

селів. Таке налаштування – складне, трудомістке [3] 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

Плавне регулювання швидкості переміщення укладальника досягається за рахунок використання в гідростанції шестеренчастого об'ємного насоса-двигуна, який приводиться в обертання регульованим асинхронним приводом, що живиться від перетворювача частоти.

Вибір параметрів насоса й електродвигуна проводиться на основі розробленого розрахунку, що приводиться нижче.

Розрахункова кінетостатична схема водила укладальника при його русі нагору, складена на основі розрахункової схеми моделі намотування, приведена на рис. 1.

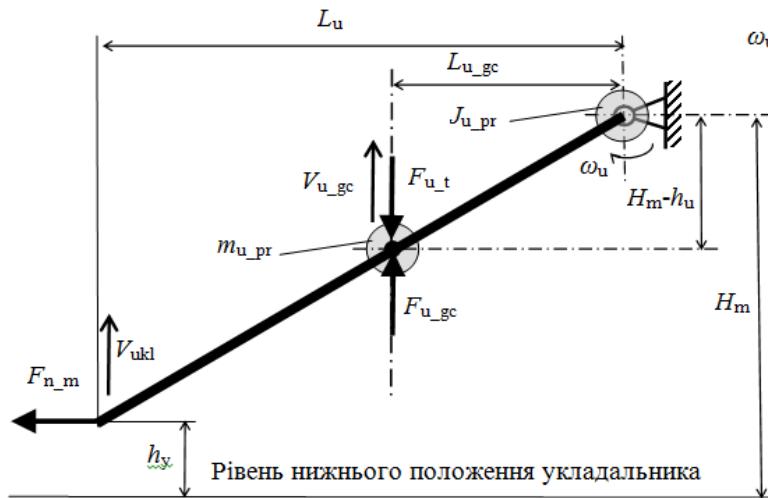


Рис. 1. Кінетостатична схема укладальника

На рисунку застосовано такі позначення: m_{u_pr} – маса водила укладальника, приведена до шарніра гідроциліндра; J_{u_pr} – момент інерції маси водила укладальника, приведений до осі коливання; F_{n_m} – сила натягу прокату перед моталкою; F_{u_t} – сила ваги водила укладальника, приведена до шарнірів штока гідроциліндра; F_{u_gc} – зусилля на штоці гідроциліндра; ω_u – частота обертання водила укладальника відносно осі коливання; V_{ukl} – вертикальна лінійна швидкість руху носка водила укладальника; V_{u_gc} – вертикальна лінійна швидкість руху штока гідроциліндра укладальника; l_u – довжина проекції на горизонтальну площину труби водила укладальника; l_{u_gc} – довжина проекції на горизонтальну площину ділянки труби водила укладальника від осі його коливання до штока гідроциліндра

Оскільки сума моментів усіх сил, прикладених до водила укладальника має дорівнювати нулю, то можна записати:

$$F_{n_m} \cdot (H_m - h_u) \pm F_{u_gc} \cdot l_{u_gc} - F_{u_t} \cdot l_{u_gc} - J_{u_pr} \cdot \frac{d\omega_u}{dt} = 0 . \quad (1)$$

Знак плюс перед другим складовим відповідає рухові носка водила укладальника нагору, а знак мінус – униз.

У першому складовому (1) величина F_{n_m} може бути розрахована по робочій величині питомого натягу прокату або струму змотки. Величина H_m задається конструктивно, а h_u в процесі намотування прокату міняється в межах $0 \leq h_u \leq H_m$.

В другому складовому (1) величина F_{u_gc} визначається через різницю тиску масла в нижній (p_{gc_n}) і верхній (p_{gc_v}) порожнинах гідроциліндра:

$$F_{u_{gc}} = \frac{P_{gc_n} - P_{gc_v}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} , \quad (2)$$

де: S_{gc_p} – активна площа поршня гідроциліндра укладальника; η_{gc} – к.к.д. гідроциліндра, що враховує втрати на тертя в ущільненнях поршня і штока. Звичайно приймають $\eta_{gc} \approx 0,9$.

З (3) знаходимо P_{gc_n} для випадку переміщення укладальника нагору, а P_{gc_v} визначається підпором у зливальній магістралі верхньої порожнини:

$$P_{gc_v} = p_a + \Delta p_{gr} , \quad (3)$$

де: p_a – атмосферний тиск ($p_a \approx 0,1$ МПа); Δp_{gr} – втрати тиску в гідророзподільвачі з електричним управлінням. По паспортним даним $\Delta p_{gr} \approx 0,4$ МПа .

У третьому складовому (1) величина F_{u_t} є силою ваги водила укладальника:

$$F_{u_t} = m_{u_{pr}} \cdot g , \quad (4)$$

де g – прискорення сили ваги $g = 9,81$ м/с² .

Четверта складова у (1) описує кутовий інерційний момент, прикладений до водила укладальника масою $m_{u_{pr}}$ щодо осі його коливання з кутовою частотою ω_u .

Вертикальна лінійна швидкість руху носка укладальника V_{ukl} розраховується в залежності від діаметра прокату, діаметра намотування і заданої щільності намотування [2], а вертикальна швидкість штока циліндра тоді може бути розрахована як:

$$V_{u_{gc}} = V_{ukl} \cdot \frac{l_{u_{gc}}}{l_u} . \quad (5)$$

Прийнявши в першому наближенні для даного розрахунку $V_{ukl} \approx \omega_u \cdot l_u$ маємо:

$$\frac{d\omega_u}{dt} \approx \frac{1}{l_u} \cdot \frac{dV_{ukl}}{dt} . \quad (6)$$

Помітимо, що в процесі намотування кожного шару швидкість руху укладальника постійна – $V_{ukl} = const$. Отже, динамічний інерційний момент з'являється тільки при реверсі водила, тобто в крайніх його положеннях, що дозволяє при розрахунку гідроприводу укладальника прийняти його рівним нулю.

Розглянемо випадок рівномірного руху укладальника нагору.

Рівняння (1) з урахуванням рівнянь (2, 3, 4) можна записати в розгорнутому виді:

$$(H_m - h_u) \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \cdot \sigma_p + \frac{P_{gc_n}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}} - \frac{p_a + \Delta p_{gr}}{\eta_{gc}} \cdot S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}} - m_{u_{pr}} \cdot g \cdot l_{u_{gc}} = 0 . \quad (7)$$

Вирішуючи останнє рівняння відносно P_{gc_n} , одержуємо умову рівномірного руху укладальника нагору:

$$P_{gc_n} = p_a + \Delta p_{gr} + m_{u_{pr}} \cdot g \cdot \frac{\eta_{gc}}{S_{gc_p}} - \sigma_p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\eta_{gc} \cdot D_p^2}{S_{gc_p} \cdot l_{u_{gc}}} \cdot (H_m - h_u) . \quad (8)$$

Максимальне значення тиску у верхній порожнині гідроциліндра, а, отже, і потужність насоса привода укладальника, буде розвиватися у верхнім його положенні коли $h_u \rightarrow H_m$ й останній доданок у (8)

прагнути до нуля. Тоді остаточно маємо розрахункову максимальну величину тиску в нижній порожнині гідроциліндра $p_{gc_n_rasch}$:

$$p_{gc_n_rasch} = p_a + \Delta p_{gr} + m_{u_pr} \cdot g \cdot \frac{\eta_{gc}}{S_{gc_p}} . \quad (9)$$

Розрахункова споживана потужність на штоці гідроциліндра укладальника – N_{gc_rasch} , дорівнює:

$$N_{gc_rasch} = p_{gc_n_rasch} \cdot S_{gc_p} \cdot V_{u_gc} . \quad (10)$$

Максимальна швидкість руху носка водила укладальника – V_{gc_max} , має місце при намотуванні першого шару [2]. Тоді, з обліком (5), для максимальної швидкості штока гідроциліндра – V_{gc_max} , можна записати:

$$V_{gc_max} = \frac{D_p \cdot V_{p_m}}{\chi_{nm} \cdot \left(R_{c_br} + \frac{D_p}{2} \right)} \cdot \frac{l_{u_gc}}{l_u} , \quad (11)$$

Тобто вона залежить від конструктивних параметрів моталки, профілерозміру намотуваного прокату (робоча (максимальна) швидкість прокатки визначається так само профілерозміром і приводиться в таблиці калібрування профілерозміру) і мінімально необхідною щільністю мотка. З практики – щільність намотування мотка χ_{nm} не буває менш 0,5.

Мінімальна швидкість руху носка водила укладальника – V_{gc_min} , має місце при максимальній щільності укладання ($\chi_{nm} = 1$) і максимально можливому діаметрі мотка, що обмежений зверху внутрішнім діаметром бурту піддона стола моталки – D_{nc} :

$$V_{gc_min} = \frac{D_p \cdot V_{p_m}}{(D_{ps} - D_p)} \cdot \frac{l_{u_gc}}{l_u} , \quad (12)$$

Оскільки потужність насоса повинна компенсувати додаткові втрати в гідросистемі, то його корисна розрахункова потужність – N_{n_rasch} , визначитися як:

$$N_{n_rasch} = (p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot V_{u_gc} , \quad (13)$$

а потужність, яку необхідно підвести до насоса – N_{n_pdv} , тоді дорівнює [4]:

$$N_{n_pdv} = \frac{N_{n_rasch}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m} , \quad (14)$$

де: η_o – об'ємний к.к.д., що враховує витіки в насосі; η_g – гідравлічний к.к.д., враховуючої втрати на гідравлічні опори в насосі; η_m – механічний к.к.д., що враховує втрати на тертя. Для шестеренчастих насосів звичайно можна прийняти $\eta_o = 0,92$, $\eta_g = 0,95$, $\eta_m = 0,98$ [4] .

Насос гідростанції укладальника вибирається виходячи з тієї максимальної витрати рідини [3], яку треба забезпечити – Q_{n_max} :

$$Q_{n_max} = V_{u_gc_max} \cdot S_{gc_p} , \quad (15)$$

з урахуванням коефіцієнта запасу по витраті – K_{zr} , тобто насос повинен забезпечувати номінальну витрату Q_{n_nom} :

$$Q_{n_nom} \geq K_{z_f} \cdot Q_{n_max} \quad (16)$$

при номінальній частоті обертання n_{n_nom} .

Коефіцієнт перерахування швидкості руху носка водила укладальника від частоти обертання насоса – $K_{n_{n \leftarrow V}}$, розраховується з вираження :

$$K_{n_{n \leftarrow V}} = n_{n_nom} \cdot \frac{Q_{n_max}}{Q_{n_nom}}. \quad (17)$$

Шестеренчасті об'ємні насоси роблять з тією же лінійкою частот обертання, що й електродвигуни, тобто електродвигун насоса вибирається так, щоб його номінальна частота обертання n_{ed_nom} дорівнювала номінальній частоті насоса – $n_{ed_nom} = n_{n_nom}$.

Перейдемо, тепер до питання вибору потужності електродвигуна.

Номінальна потужність електродвигуна – N_{ed_nom} , повинна забезпечувати витрату насоса як при максимальній, так і при мінімальній швидкості переміщення укладальника.

У першому випадку (14) з урахуванням (11, 13) запишемо як:

$$N_{n_pdv_max} = \frac{(p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot \max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_max} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m}, \quad (18)$$

де $\max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_max} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}$ максимальне значення V_{u_gc} з множини можливих значень $V_{u_gc_max}$, розрахованих по

(11) для всіх профілерозмірів при $\chi_{nm} = 0,5$.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при максимальній частоті обертання насоса n_{n_max} :

$$n_{n_max} = K_{n_{n \leftarrow V}} \cdot \max \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_max} \end{matrix} \right\}. \quad (19)$$

В другому випадку (14) з обліком (12, 14) запишемо як

$$N_{n_pdv_min} = \frac{(p_{gc_n_rasch} + \Delta p_{gr}) \cdot S_{gc_p} \cdot \min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}}{\eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_m}, \quad (20)$$

де $\min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}$ максимальне значення V_{u_gc} з множини можливих значень $V_{u_gc_min}$, розрахованих по

(12) для всіх профілерозмірів.

При цьому дана потужність повинна забезпечуватися при мінімальній частоті обертання насоса n_{n_min} :

$$n_{n_min} = K_{n_{n \rightarrow V}} \cdot \min \left\{ \begin{matrix} V_{u_gc_min} \\ V_{u_gc} \in V_{u_gc_mix} \end{matrix} \right\}. \quad (21)$$

Електродвигун електрогідропривода насоса є електродвигуном малої потужності (одиниці кВт). Такі двигуни випускаються із самообдувом, тобто мають вентилятор на осі ротора, і при зниженні частоти обертання електродвигуна погіршуються умови його охолодження і зменшується його робоча припусти-

ма потужність у порівнянні з номінальною. Тому вибір потужності двигуна варто проводити по оцінці його теплового стану при мінімальній і максимальній швидкостях обертання.

Оцінимо залежність робочої потужності електродвигуна від частоти його обертання на основі аналізу його теплових втрат.

Теплові втрати (в одиницю часу) в асинхронному двигуні – Θ_{AD} , складаються з умовно постійних утрат – $\Theta_{AD,p}$ і активних утрат – $\Theta_{AD,a}$, тобто втрат зв'язаних із протіканням струму в обмотках статора і ротора, на вихрові струми і т.п.:

$$\Theta_{AD} = \Theta_{AD,p} + \Theta_{AD,a} \quad (22)$$

Наявність даних втрат обумовлює к.к.д. асинхронних двигунів порядку 0,7÷0,9.

Умовно постійні втрати, тобто ті, для яких у першому наближенні можна прийняти $\Theta_{AD,p} \approx const$, зв'язані з механічними втратами (приблизно до 1% номінальної потужності електродвигуна) і додатковими втратами (приблизно до 0,5% номінальної потужності електродвигуна), а активні втрати є перемінними і залежать від струмів, що протікають в обмотках асинхронного двигуна і поточного опору цих обмоток – до 10%÷25% номінальної потужності електродвигуна. У першому наближенні будемо вважати, що дані втрати пропорційні моменту на валу двигуна (квадрату струму асинхронного двигуна [5]):

$$\Theta_{AD,a} \approx K_{атр} \cdot M_{AD} \quad (23)$$

де M_{AD} – момент на валу асинхронного електродвигуна; $K_{атр}$ – коефіцієнт активних теплових утрат.

Для асинхронних двигунів із самообдувом можна прийняти в першому наближенні, що відвід тепла від асинхронного двигуна – Q_{AD} пропорційний швидкості повітряного потоку, що продувається через двигун, а останній, у свою чергу, є пропорційною функцією частоти обертання вентилятора, що його створює (див. [6]), тобто у випадку самообдува – частоти обертання вала електродвигуна :

$$Q_{AD} \approx K_{ts} \cdot \omega_{AD} \quad (24)$$

де: ω_{AD} – частота обертання асинхронного двигуна; K_{ts} – коефіцієнт теплотримання.

У сталому тепловому режимі асинхронного двигуна маємо

$$\Theta_{AD} = Q_{AD} \quad (25)$$

Такий режим має місце при роботі двигуна на номінальній частоті обертання $\omega_{AD,n}$ з номінальним моментом $M_{AD,n}$:

$$K_{атр} \cdot M_{AD,n} = K_{ts} \cdot \omega_{AD,n} \quad (26)$$

При цьому електродвигун має на валу номінальну потужність $N_{AD,n}$:

$$N_{AD,n} = M_{AD,n} \cdot \omega_{AD,n} \quad (27)$$

З іншого боку, якщо зневажити механічними втратами двигуна, можна записати :

$$\Theta_{AD,n} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot N_{AD,n} \quad (28)$$

$$Q_{AD,n} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot N_{AD,n} \quad (29)$$

Тоді:

$$K_{атр} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot \frac{N_{AD,n}}{M_{AD,n}} \quad (30)$$

$$K_{ts} = (1 - \eta_{AD,n}) \cdot \frac{N_{AD,n}}{\omega_{AD,n}} \quad (31)$$

і рівняння теплового балансу на частоті ω_{AD} переписуться у виді

$$\frac{M_{AD}}{M_{AD_n}} = \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (32)$$

Таким чином, для забезпечення теплового балансу на частоті обертання ω_{AD} квазиномінальна потужність двигуна – $N_{AD_n \rightarrow \omega}$, і квазиномінальний момент на валові двигуна – $M_{AD_n \rightarrow \omega}$, можуть бути оцінені з виражень:

$$N_{AD_n \rightarrow \omega} = M_{AD} \cdot \omega_{AD} = M_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}^2}{\omega_{AD_n}} = N_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (33)$$

$$M_{AD_n \rightarrow \omega} = M_{AD_n} \cdot \frac{\omega_{AD}}{\omega_{AD_n}} \quad (34)$$

Таким чином, зі зменшенням частоти обертання електродвигуна квазиномінальний момент двигуна зменшується, тобто вибір потужності асинхронного електродвигуна привода насоса гідростанції повинен вибиратися по споживаній потужності при мінімальній швидкості переміщення води укладальника.

Приблизно потужність електродвигуна можна оцінити по формулах:

$$N_{AD_n} > N_{n_pdv_min} \cdot \frac{n_{n_nom}}{n_{n_min}} \quad (35)$$

$$N_{AD_n} = K_{z_ed} \cdot N_{n_pdv_min} \cdot \frac{n_{n_nom}}{n_{n_min}} \quad (36)$$

де K_{z_ed} – коефіцієнт запасу по потужності електродвигуна.

Більш точний розрахунок варто проводити, виходячи з даних вибраного двигуна за стандартною методикою теплового розрахунку двигуна.

Зважаючи на те, що максимальна швидкість руху укладальника визначається, в основному, максимальною швидкістю прокатки, яку може забезпечити устаткування сортової прокатної лінії, а мінімальна повинна припускати ще і принципову можливість прокатки на знижених швидкостях (наприклад – при прокатці спеціальних сталей і сплавів), можна рекомендувати вибір коефіцієнта запасу по витраті $K_{z_r} \approx 1,2$, а коефіцієнта запасу по потужності електродвигуна – $K_{z_ed} \approx 1,5$.

Висновки

Таким чином:

- запропоновано й обґрунтовано технічне рішення по плавному регулюванню швидкості переміщення води укладальника на основі застосування для цих цілей електрогідропривода;
- показано, що вибір гідронасоса здійснюється по максимальній швидкості переміщення води укладальника, частота обертання електродвигуна насоса – по номінальній частоті обертання насоса, а потужність електродвигуна насоса вибирається по мінімальній швидкості переміщення води укладальника;

Список джерел

1. 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 // Теория и практика металлургии – 2015. – №3–6. – С.78–81.
2. Оптимальні умови заходу прокату в моталку типу Гаррета / Куваєв В.М., В.П. Іващенко, Д.О. Іванов, І.В. Політов, Д.О. Бешта // Теория и практика металлургии – 2017. – №1-2. – С.59-63.
3. Цвіркун Л.І. Робототехніка та мехатроніка: навч. посіб. / Л.І. Цвіркун, Г. Грулер ; під заг. ред. Л.І. Цвіркуна ; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – 3-тє вид., переробл. і доповн. – Дніпро: НГУ, 2017. – 224 с.
4. Вильнер Я.М.Справочное пособие по гидравлике, пневмомашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б., под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416с.
5. Ключев В. И. Теория электропривода: Учеб. для вузов. / В.И. Ключев. – 2-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 704 с.
6. Пиотровский Л.М. Электрические машины/ Л.М. Пиотровский.– Л.-М.:Госэнергоиздат, 1949. – 528с.

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

А.А. Суворкин, Д.В. Цыпленков, канд. техн. наук

(Украина, г. Днепр, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»)

АНАЛИЗ ВЕТРОВЫХ ПОТОКОВ В УСЛОВИЯХ ПОРОДНЫХ ХВОСТОХРАНИЛИЩ

Анотація. Виконано вимірювання розподілу вітрового потоку (потенціалу) на гірничих виробках в умовах Полтавського ГЗК, м Горішні Плавні. Згідно з отриманими даними можна відмітити, що використання територій відвалів можливо для спорудження ВЕС. Найбільш оптимальною зоною для установки ВЕУ є середина - верх відвалу, так як вітровий потік в цих зонах має стабільний характер і максимальне значення. Виходячи з цього, існує можливість використання в зоні відвалів установки великої потужності з горизонтально-осьовою турбіною.

Ключові слова: вітроустановка, породні хвостосховища, вітровий потенціал

Аннотация. Выполнены измерения распределения ветрового потока (потенциала) на горных выработках в условиях Полтавского ГОК, г. Горюшние Плавни. Согласно полученным данным можно отметить, что использование территорий отвалов возможно для сооружения ВЭС. Наиболее оптимальной зоной для установки ВЭУ является середина – верх отвала, так как ветровой поток в этих зонах имеет стабильный характер и максимальное значение. Исходя из этого, существует возможность использования в зоне отвалов установки большой мощности с горизонтально-осевой турбиной.

Ключевые слова: ветроустановка, породные хвостохранилища, ветровой потенциал

Abstract. Measurement of the distribution of wind flow (potential) on mining operations in the conditions of Poltava GOK, m Gorishni Plavnye. According to the data obtained, it can be noted that the use of dump areas is possible for the construction of wind farms. The most optimal zone for the installation of wind turbines is the middle - the top of the dump, as the wind flow in these zones has a stable character and maximum value. Therefore, there is the possibility of using a large-capacity dump of the horizontal-axial turbine in the area of dumps.

Keywords: wind turbine, rock tailings, wind potential

Постановка проблеми.

Украина в связи с своим географическим месторасположением имеет огромный потенциал ветроэнергетики. Использование ветрогенератора экономически эффективно в местности со среднегодовой скоростью ветра от 4 м/с. Отсюда, перед установкой ВЭС необходимо иметь полные и достоверные характеристики о ветровом потенциале для заданной местности, где планируется размещаться ветровая электростанция. Одним из рационального выхода является установка ветроустановок на территориях породных хвостохранилищ (отвалов, терриконов).

Анализ исследований и публикаций. При использовании породных хвостохранилищ, как площадку под строительство ВЭС, необходимо учитывать свойства ветрового потока набегаемого на породные насыпи. Исследования построены на идеи размещения ветрогенераторов на породных отвалах ветрогенераторов мегаваттного класса с горизонтальной осью вращения.

Постановка задачи. Главная задача исследования является анализ и поиск закономерности распределения ветрового потока на породном хвостохранилище для рационального размещения ВЭС, учитывая особенности рельефа, высоты, а также формы отвала. Эти характеристики коренным образом влияют на возможность использования ВЭУ.

Изложение материала и результаты. Измерение скоростей ветрового потока проводилось на породных хвостохранилищах ПрАТ «Полтавский ГОК» Исследуемые породные хвостохранилища оба являются трапециевидными. Наивысшая точка западного террикона составляет 70 м, а самая высокая точка восточного террикона составляет 62 м Измерение скоростей ветрового потока осуществлялось в летнее время - в период минимальных ветровых нагрузок и в зимние месяцы – в период максимальных ветровых нагрузок. На основании измерений сделаны выводы относительно зависимости скорости ветрового потока от высоты породного отвала.

Породные отвалы Полтавского ГОК-а расположен в Кременчугском железорудном районе г. Горюшние Плавни. Максимальная протяженность восточного отвала (Ю-С) составляет 1500 метров, ширина отвала 500 метров. Площадь нижнего основания 80 Га, верхнего – 42 Га. Высота отвала 62 метра. Отвал трапециевидный, не горит, так как порода – железная руда.

Других объектов которые могли бы мешать ветроэлектростанции, сооружений и высоких деревьев в СЗЗ нет.

Протяженность восточного отвала 1890 метров, ширина нижней части отвала составляет 1330м, а верхней части 650м. Площадь нижнего основания 173 Га, а верхней части – 68 Га. Высота отвала 70м. Отвал не горит, трапециевидный. Объектов который могли бы мешать ветроэлектростанции, сооружения – отсутствуют.



Рис. 1 Фотография исследуемых горных отвалов Полтавского ГОКа

На рисунке 2 представлены изолинии распределения скоростей ветра на примере породного отвала высотой отвала, высотой 70 метров.

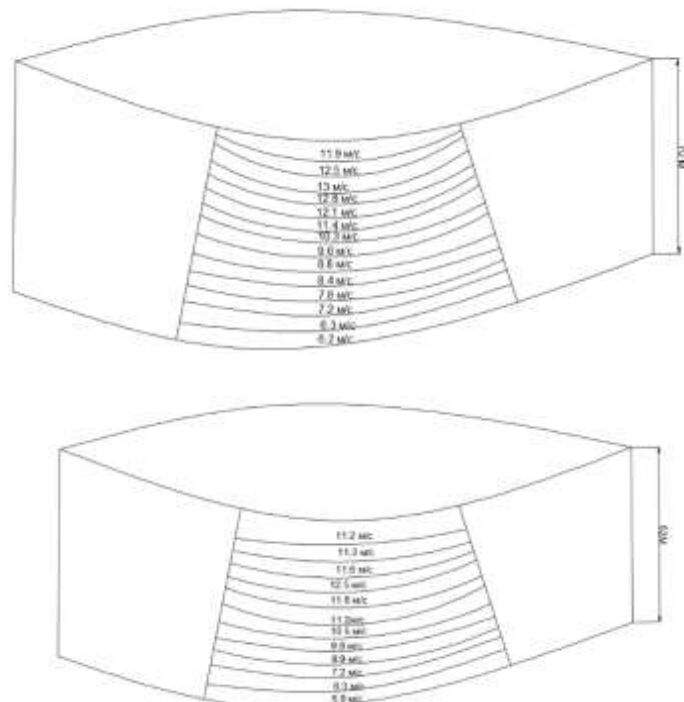


Рис. 2. Изолинии распределения скоростей ветра на отвалах 70м и 62 м

Скорости ветра представлены в летний период на состояние 2016 года. С шагом 5м по высоте.

Аналогичные измерения были проведены на другом западном породном отвале города Горишние Плавни высотой 62 м и представлены на рисунке 2.

Для проведения измерений была выбрана северная сторона на западном отвале и восточно-северная – на восточном породном хвостохранилища.

На рис. 3 и 4 представлены зависимости скорости ветра от относительной высоты породного отвала для восточного и западного породного хвостохранилища Полтавского ГОКа соответственно.

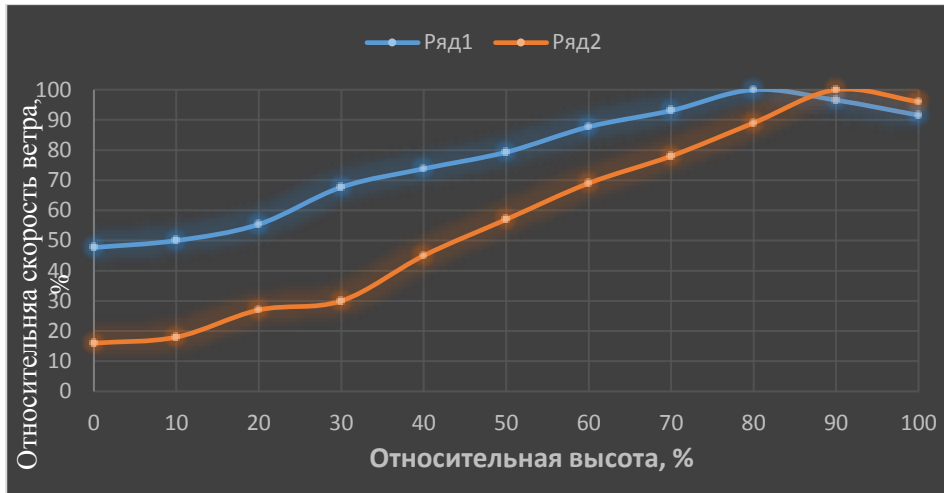


Рис. 3. График зависимости скорости ветра от высоты восточного породного отвала: 1 ряд – зима; 2 ряд – летний период

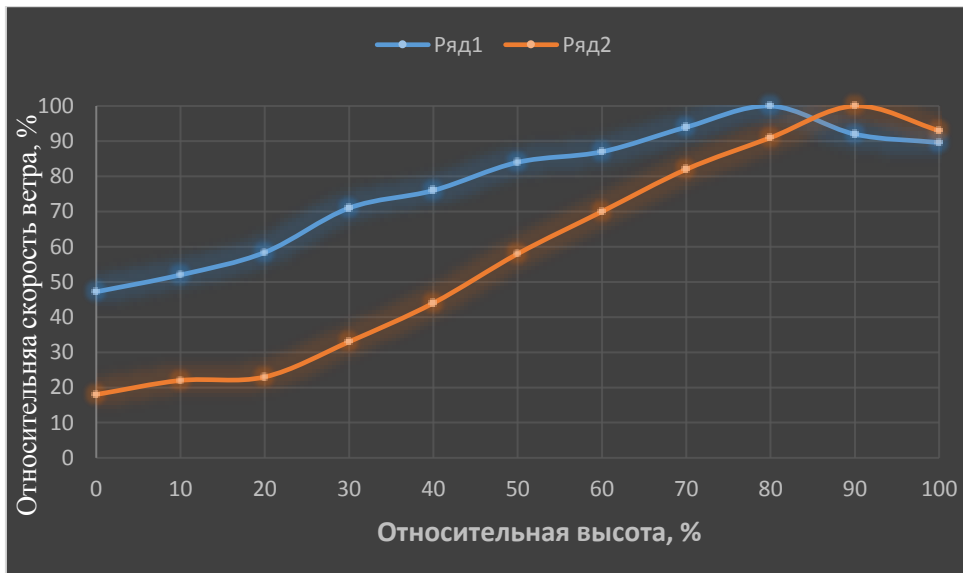


Рис. 4. График зависимости скорости ветра от высоты западного породного отвала: 1 ряд – зима; 2 ряд – летний период

Перевод в относительные величины был осуществлен по следующей формуле (1):

$$v_{\%} = \frac{v_i}{v_{max}} \cdot 100\% , \quad (1)$$

где v_i – измеренная скорость ветра на определенной высоте в зимний или летний период соответственно, м/с; v_{max} – максимальная скорость ветра измеренная на породном хвостохранилище, м/с.

Аналогично произведен перевод в относительные единицы и по высоте:

$$h_{\%} = \frac{h_{исл}}{h_{max}} \cdot 100\% , \quad (2)$$

где $h_{\%}$ – относительная высота террикона в процентах, $h_{исл}$ – исследуемая высота, м; h_{max} – максимальная высота горного хвостохранилища, м;

После проведения анализа полученных графиков в разные периоды года и по данным измерений, были построены зависимости относительной скорости ветрового потока от относительной высоты отвала, с помощью аппроксимации получены полиномы скоростей ветра, а также выбор оптимальной высоты для возможной установки ветрогенераторов на отвалах рис. 5 и рис. 6.

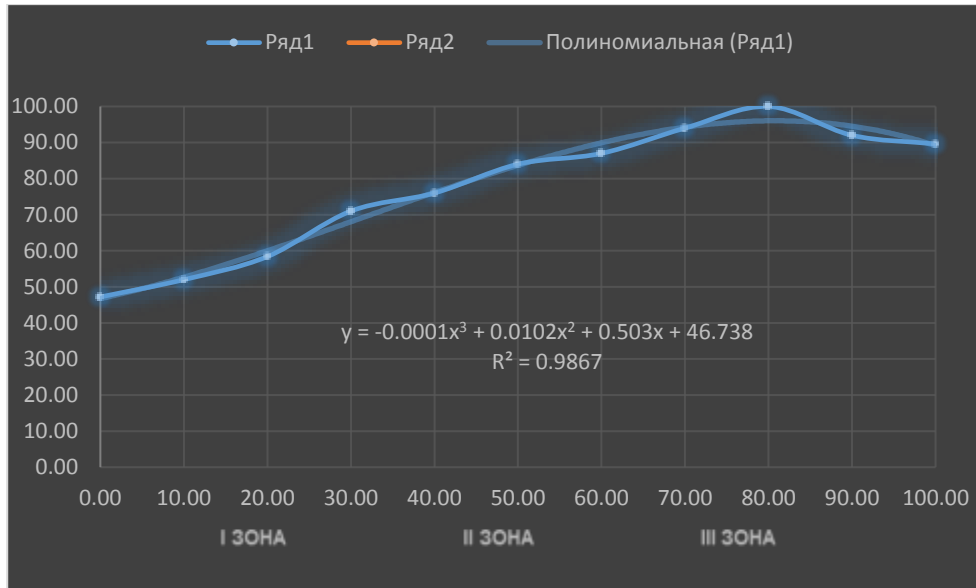


Рис. 5 – Зависимость относительной скорости ветра от высоты для восточного отвала ПГОКа

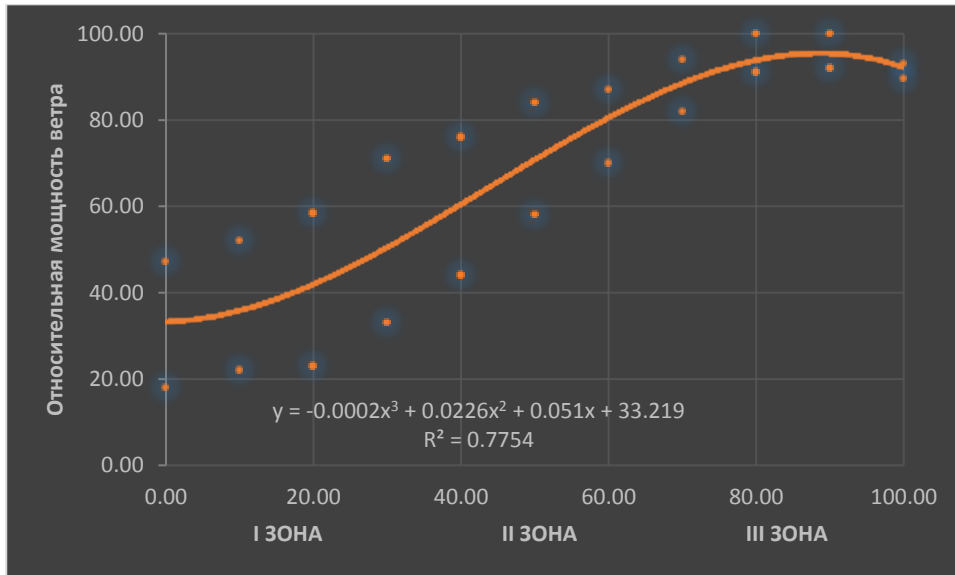


Рис. 6– Зависимость относительной скорости ветра от высоты для западного отвала ПГОКа

Исходя из этих графиков можно сказать, что самая лучшая зона для установки будет на высоте 70-90 % от высоты породных хвостохранилищ. По полученным данным от измерений, можно отметить, что распределение ветровой нагрузки происходит таким образом: в зоне высоты от 0 до 30 % (зона I) происходит постепенное возрастание скорости ветрового потока от минимальной и накопление энергии. Во второй зоне – зона II (от 30 до 80 %) ветровой поток увеличивает скорость и достигает максимальной на высоте около 80 -85 %. В зоне III от 80 % до 100 % ветровой поток постепенно теряет скорость, что связано с обтеканием ветровым потоком вершины отвала. Если сравнивать по целесообразности использования ветроагрегатов, то максимально получить энергию от ветрового потока лучше на западном хвостохранилище ПГОКа, но скорость ветрового потока отвале незначительно меньше чем на восточном. Но, базируясь на полученных данных и их анализе, отвалы Полтавского ГОКа удовлетворяет всем требованиям для установки ВЭС.

Выводы: Согласно полученным данным можно отметить все выше приведенные территории возможны для использования ВЭС. Самой оптимальной зоной для установки ВЭУ является II-III зона на отвалах, так как ветровой поток в этих зонах имеет стабильный характер и максимальное значение. Исходя из этого, существует возможность использования в зоне отвалов установки мегаваттного класса с горизонтально-осевой турбиной.

Что касается зон, можно сделать вывод:

Первая зона (от 0 до 33 % высоты отвала) является зоной постепенного возрастания скорости потока.

Вторая зона (от 33 до 66 % высоты отвала) происходит существенное увеличение скорости ветрового потока, но максимальное значение достигается на пределах II-III зоны.

В третьей зоне, а если быть точнее в конце наблюдается снижение скорости в следствие обтекания ветровым потоком вершины отвала.

Данные исследования представляют собой обоснования возможности использования ветрогенераторов на территории карьеров, в частности, расположение ВЭУ на самих породных отвалах (хвостохранилищ, терриконов).

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

УДК 622.673:531

В.А. Ропай, д-р техн. наук, И.П. Федорова
(Украина, Днепр, ДВНЗ «Национальный горный университет»)

ДЕФОРМАЦИИ ОТВЕСА КРУГЛОГО ПОДЪЕМНОГО КАНАТА КАК ЕСТЕСТВЕННО-ЗАКРУЧЕННОГО СТЕРЖНЯ ПРИ РАЗНЫХ СХЕМАХ ЕГО НАВЕСКИ

Анотація. Виконаний математичний опис поздовжньо-крутильних деформацій виска круглого металевого канату шахтної піднімальної установки за різними шістью схемами навішування їх в умовах шахтового стволу.

Ключові слова: висок канату, природно-закручений стрижень, поздовжньо-крутильні деформації, навішування каната, умови шахтного стволу

Аннотация. Выполнено математическое описание продольно-крутильных деформаций отвеса круглого металлического каната при шести различных схемах его навешивания в условиях шахтного ствола подъемной установки.

Ключевые слова: отвес каната, естественно-закрученный стержень, продольно-крутильные деформации, навеска каната, условия шахтного ствола

Abstract. The longitudinal end torsion deformations of round wire ropes of shaft hoisting during the process of suspension of it in accordance with different six schemes in shaft conditions are described.

Keywords: round wire rope, naturally-involute bar, suspension of rope, shaft conditions

Канат – это естественно-закрученный стержень, состоящий из проволок, свитых в пряди и пряди свиты в канат. Впервые теорию напряженно-деформированного состояния каната разработал М.Ф. Глушко [1], в ряде работ эта теория применялась для расчета напряжений в проволоках подъемных канатов, в [2] она использована при исследовании напряженно-деформированного состояния круглых уравновешивающих канатов.

Целью настоящей работы является установление аналитических зависимостей, описывающих продольно-крутильные деформации отвеса подъемного каната при всех возможных схемах его навески в условиях шахтного ствола с дальнейшим исследованием напряженно-деформированного состояния проволок канатов и обоснования наиболее целесообразного способа навески канатов по указанному критерию.

С увеличением глубин стволов шахт резко уменьшился срок службы подъемных канатов. Практики заметили увеличение деформаций кручения применяемых обычно канатов двойной свивки ГОСТ 7668-80 и ГОСТ 7669-80 с металлическим сердечником с увеличением длин отвесов канатов. Нередки случаи разрушения вначале металлического сердечника, а не проволок наружного слоя прядей. В литературе появились предложения прикреплять подъемные канаты к сосудам через вертлюжные прицепные устройства, чтобы давать канату раскручиваться при натяжении [3]. Важным для срока службы каната является и способ навески, при котором канат претерпевает различные начальные деформации. Канат можно и принудительно раскрутить (закрутить) перед закреплением в коушах прицепных устройств. Эти вопросы не имеют в настоящее время научного обоснования. Способы навески определяются техническими возможностями шахты [4]–[8], а не напряженно – деформированным состоянием каната.

Анализ указанных работ позволил обобщить все применяемые способы навески и замены канатов и представить их шестью расчетными схемами (рис. 1).

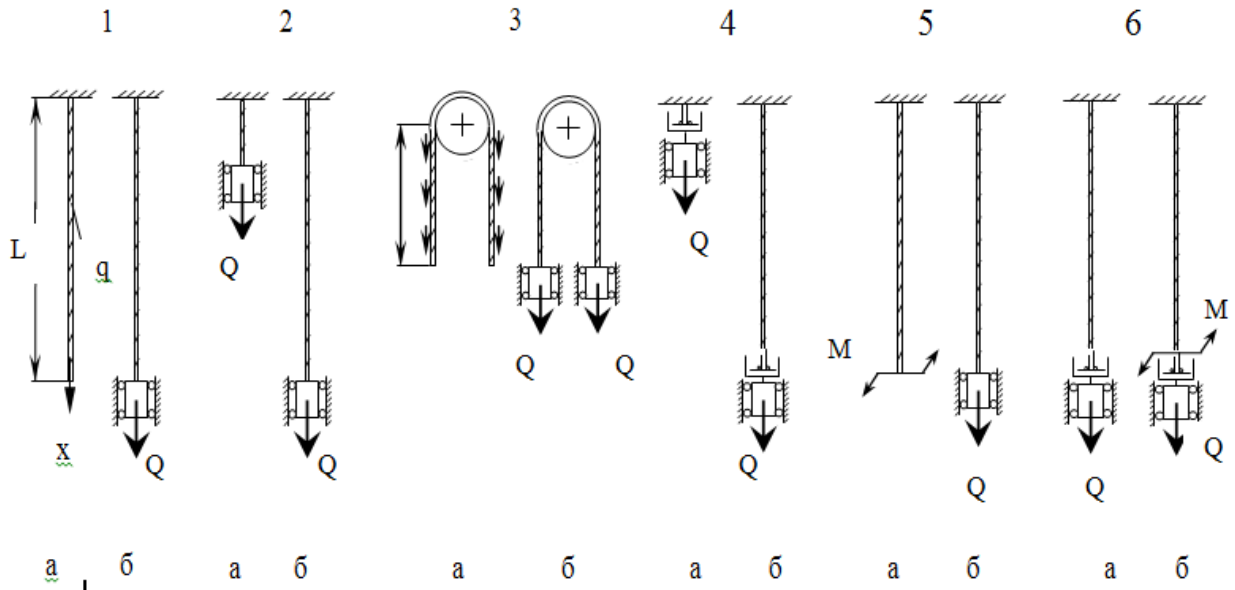


Рис. 1 – Расчетные схемы отвеса подъемного каната, соответствующие 6 схемам его навески

Схемы 1 и 2 применяются в Донбассе. По схеме 1 отвес каната опускается в ствол со свободным нижним концом (а), при этом канат раскручивается под действием собственного веса, затем к нему прикрепляют подъемный сосуд в направляющих (б), т.е. без возможности дальнейшего раскручивания канат нагружается весом подъемного сосуда.

По схеме 2 на верхней площадке канат прикрепляют к подъемному сосуду в направляющих (а), т.е. нижний конец каната не будет иметь возможность вращения вокруг продольной оси, подъемный сосуд опускается на нижний горизонт (б) и каждая его часть растягивается собственным весом. Относительно целого отвеса половинки оказываются натянутыми в противоположные стороны. Как показано в работе [7], угловые деформации отвеса каната пропорциональны квадрату его длины. В данном случае начальная длина отвеса равна половине всей его длины. Указанные факторы повлияют на напряженно-деформированное состояние каната.

Схема 4 описана в работах [3,4]. Канат предлагалось закреплять к подъемному сосуду с помощью вертлюжного прицепного устройства. По расчетам авторов работ при этом должен уменьшиться крутящий момент в канате до величины момента трения в опоре, т.е. в вертлюге. Институтом Кривбасспроект даже были разработки специальных конструкций вертлюгов для подъемных канатов. Но далее проектов дело не продвинулось.

Схемы 5 и 6 предложены для рассмотрения авторами настоящей статьи. Поскольку разные угловые деформации отвеса каната по-разному влияют на его напряженное состояние, то можно перед креплением нижнего конца каната к подъемному сосуду приложить к нему некоторый крутящий момент (схема 5,а), закручивая или раскручивая канат, что будет более целесообразным оценим последующими расчетами напряжений в проволоках каната. К ненатянутому канату большой крутящий момент приложить невозможно из-за потери устойчивости его прямолинейной формы, поэтому предполагается рассмотреть схему 6, в которой канат натянут весом подъемного сосуда через вертлюжное прицепное устройство (схема 6,а), к нему прикладывается крутящий момент (схема 6,б), в таком состоянии канат прикрепляют к подъемному сосуду и снимают вертлюг (схема 5, б), фиксируя таким образом созданное моментом предварительное деформированное состояние каната.

Уравнения статики отвеса каната, как весомого естественно закрученного стержня, нагруженного погонной распределённой нагрузкой собственного веса и закреплённого определённым образом в конечных сечениях, имеет вид:

$$A \frac{d^2 U}{dx^2} + C \frac{d^2 V}{dx^2} = -q, \quad C \frac{d^2 U}{dx^2} + B \frac{d^2 V}{dx^2} = 0. \quad (1)$$

где A, B, C - агрегатные коэффициенты жёсткости каната, U, V - полные продольные и угловые перемещения сечений каната, q – погонный вес каната.

Для всех указанных на рис. 1 расчетных схем начало отсчёта оси x располагается в верхнем, закреплённом на шкиве трения сечении каната, для которого граничные условия имеют вид:
при $x = 0$

$$\text{а) } U(0) = 0, \quad \text{б) } V(0) = 0. \quad (2)$$

Рассмотрим статические деформации вертикального отвеса круглого каната при указанных выше схемах навески.

По схеме 1, а отвес каната со свободным нижним концом будет иметь граничные условия для нижнего сечения при $x=L$:

$$\text{в) } A \frac{dU}{dx} + C \frac{dV}{dx} = 0, \quad \text{г) } C \frac{dU}{dx} + B \frac{dV}{dx} = 0. \quad (3)$$

Первый интеграл уравнений (1) с учётом (3) принимает вид:

$$A \frac{dU}{dx} + C \frac{dV}{dx} = q(L-x); \quad C \frac{dU}{dx} + B \frac{dV}{dx} = M = const = 0. \quad (4)$$

Разрешая систему уравнений (4) относительно производных, получаем выражения для продольной и угловой деформации отвеса каната:

$$\varepsilon = \frac{dU}{dx} = \frac{B}{\Delta} [q(L-x)]; \quad (5)$$

$$\Theta = \frac{dV}{dx} = -\frac{C}{\Delta} [q(L-x)], \quad (6)$$

где $\Delta = AB - C^2$.

Интегрированием выражений (5) и (6) с учётом (2) получаем:

$$U(x) = \frac{B}{\Delta} \left[\frac{q}{2} (2L-x) \right] x, \quad (7)$$

$$V(x) = -\frac{C}{\Delta} \left[\frac{q}{2} (2L-x) \right] x. \quad (8)$$

Выражение для угла поворота нижнего сечения каната ($x=L$)

$$V(L) = -\frac{C}{\Delta} \frac{qL^2}{2} \quad (9)$$

будем использовать как граничное условие при изучении дальнейших деформаций отвеса каната при присоединении к его нижнему концу груза в направляющих по схеме 1,б. Второе граничное условие при $x=L$ должно быть записано в виде:

$$A \frac{dU}{dX} + C \frac{dV}{dX} = Q_{ГР}. \quad (10)$$

Деформации отвеса каната после присоединения груза в направляющих получим интегрируя (1) с учетом граничных условий (2), (9),(10). Первый интеграл уравнений (1) с учётом (10) получаем в виде:

$$\begin{aligned} A \frac{dU}{dx} + C \frac{dV}{dx} &= Q_{ГР} + q(L-x), \\ C \frac{dU}{dx} + B \frac{dV}{dx} &= M_1 = const, \end{aligned} \quad (11)$$

где M_1 – некоторый момент в опоре, равный постоянному крутящему моменту в отвесе каната, находится как постоянная интегрирования.

Из (11) следует:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{dU}{dx} = -\frac{C}{\Delta} M_1 + \frac{B}{\Delta} [Q_{ГР} + q(L-x)], \\ \Theta &= \frac{dV}{dx} = \frac{A}{\Delta} M_1 - \frac{C}{\Delta} [Q_{ГР} + q(L-x)].\end{aligned}\quad (12)$$

Интегрируя (12), получим:

$$U = -\frac{C}{\Delta} M_1 x + \frac{B}{\Delta} \left[Q_{ГР} + \frac{q}{2} (2L-x) \right] x + C_1; \quad V = \frac{A}{\Delta} M_1 x - \frac{C}{\Delta} \left[Q_{ГР} + \frac{q}{2} (2L-x) \right] x + C_2, \quad (13)$$

где C_1 и C_2 - постоянные интегрирования.

С учётом граничных условий на верхнем конце каната (2)

$$C_1 = C_2 = 0.$$

Удовлетворяя граничному условию (9) для $V(L)$, из (13) получаем выражение для крутящего момента в канате

$$M_1 = \frac{C}{A} Q_{ГР}, \quad (14)$$

С учётом (13) выражения (12) и (13) принимают вид:

$$\varepsilon = \frac{dU}{dx} = \frac{Q_{ГР}}{A} + \frac{B}{\Delta} q(L-x); \quad (15)$$

$$\Theta = \frac{dV}{dx} = -\frac{C}{\Delta} q(L-x); \quad (16)$$

$$U = \frac{Q_{ГР}}{A} x + \frac{B}{2\Delta} q(2L-x)x; \quad (17)$$

$$V = -\frac{Cq}{2\Delta} (2L-x)x. \quad (18)$$

Полученный результат свидетельствует о том, что подвешенный к отвесу каната груз в направляющих не изменяет угловую деформацию каната, а также о том, что неучет последовательности смены деформированного состояния отвеса каната при навеске приведет к погрешности оценки его напряженного состояния.

В итоге можно сделать вывод о том, что деформации отвесов канатов существенно зависят от схемы и способа его навески. А поскольку деформации каната и его элементов связаны между собой, то можно утверждать, что деформации элементов канатов (прядей и проволок) и силовые факторы в них (продольные усилия, изгибающие и крутящие моменты, нормальные и касательные напряжения) также зависят от схемы навески канатов. Можно продолжить эту логическую связь и утверждать, что и циклы изменения напряжений в проволоках каната, а, следовательно, и срок службы каната будут определенным образом зависеть от схемы и способа его навески.

Список литературы

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 – ДВНЗ «НГУ», Днепр. 2016. – 263 с.
3. Дворников В.И. О рациональном способе навески канатов многоканатной подъемной установки / В.И. Дворников, В.В. Махия. // Уголь Украины №6, 1984. – С. 23 – 25.

4. Махиня В.В. Способы замены канатов на многоканатной подъемных машинах с ведущим шкивом трения / В.В. Махиня // Уголь Украины №5, 1985. – С. 28 – 30.
5. Морозов В.Г. Механизованная навеска и замена канатов на многоканатных подъемных установках и средства их осуществления / В.Г. Морозов // Вопросы разработки шахтных стационарных установок: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова.– Донецк. 1982. – С. 56 – 59.
6. Руководство по замене головных и уравнивающих канатов на многоканатных подъемных установках: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова – РТМ 07.01.016.83.– Донецк. 1983. –147 с.
7. Коломиец А.А. Навеска канатов и клетей многоканатного подъема / А.А. Коломиец, Г.С. Платон // Шахтное строительство №12, 1988. – С. 11 – 15.
8. Гендон В.А. Навеска скипов и канатов на многоканатные подъемные установки / В.А. Гендон, Е.А. Белоцерковский // Шахтное строительство №7, 1975. – С. 20 – 22.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шириним Л.М.

УДК 622.673.1[043.5]

В.І. Самуся, д-р техн. наук, І.С. Львіна, канд. техн. наук, С.С. Львіна, канд. техн. наук
(Україна, м. Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЖОРСТКОСТІ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ НАПРЯМНИХ ПРИСТРОЇВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ ПОСУДИН

Анотація. Метою роботи є підвищення безпеки експлуатації підйомних установок шахт, що експлуатуються в умовах підвищеного зносу обладнання. Задачею роботи є дослідження жорсткісних параметрів роликів напрямних пристроїв шахтних підйомних установок з метою підвищення плавності руху підйомних посудин в провідниках жорсткого армування вертикальних стовбурів гірничих підприємств. Проведені дослідження існуючої конструкції роликів напрямних та запропоновано модернізація їх елементів. В результаті моделювання та чисельних експериментів встановлені залежності жорсткісних параметрів напрямних пристроїв від параметрів підйомної установки. Отримані залежності використовуються для отримання рекомендацій по підбору параметрів роликів напрямних, що забезпечують плавний рух посудини в армуванні для кожного стовбура індивідуально.

Ключові слова: шахтна підйомна установка, роликові напрямні пристрої, підйомна судина, гірничі підприємства

Аннотация. Целью работы является повышение безопасности эксплуатации подъемных установок шахт, которые эксплуатируются в условиях повышенного износа оборудования. Задачей работы является исследование прочностных параметров роликів направляющих устройств шахтных подъемных установок с целью повышения плавности движения подъемных сосудов в проводниках жесткой армировки вертикальных стволов горных предприятий. Проведены исследования, существующих конструкций роликів направляющих и предложено модернизация их элементов. В результате моделирования и численных экспериментов установлены зависимости прочностных параметров направляющих устройств от параметров подъемной установки. Полученные зависимости используются для получения рекомендаций по выбору параметров роликів направляющих, которые обеспечивают плавное движение сосуда в армировке для каждого ствола индивидуально.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, ролики направляющие устройства, подъемный сосуд, горное предприятие

Abstract. The aim of work is to increase the safety of mine hoisting systems` operation that are in conditions of increased equipment wear. The task of work is to study the strength parameters of roller guide devices of mine hoisting systems in order to increase the smoothness of lifting vessels` movement in the guides of straight reinforcement of vertical shafts of mining enterprises. Studies were carried out on the existing design of roller directors and suggested the modernization of their elements. As a result of modeling and numerical experiments, the dependences of strength parameters of directors on parameters of lifting installation were established. The obtained dependences are used to get recommendations on selection of the roller directors` parameters , which ensure smooth movement of vessel in reinforcement for each vessel individually.

Keywords: mine lifting unit, roller guides, lifting boat, mining enterprise

В сучасних умовах інтенсифікації роботи гірничого обладнання, через зростання попиту на корисні копалини, актуальною задачею є забезпечення безаварійної експлуатації обладнання при теперішньому рівні його зношення.

Оскільки основною ланкою видобувного процесу роботи шахти є транспортування корисних копалин на поверхню, то безпечна робота підйомної установки є важливою задачею на сьогодні. Аналіз ситуацію вимагає розробки нових методів по підвищенню плавності руху підйомної посудини шахтних підйомних комплексів в провідниках армування, які знаходяться в умовах підвищеного механічного та корозійного зношення з викривленням профілю напрямних.

У статті пропонується модернізація існуючих роликів напрямних з метою підвищення плавності руху підйомних посудин в жорстких провідниках.

Експериментальні дослідження пружних властивостей пружинних і гумових амортизаторів роликів двоохвалевих напрямних.

Для уточнення фактичних пружних характеристик уніфікованих напрямних, що застосовуються в рудопідйомних стволах, були досліджені наступні елементи роликкоопор, з тих, що експлуатуються на скіпових підйомах в багатьох шахтах України: головна пружина амортизуючого блоку; буферні гумові вставки (4 штуки) (рис. 1)

При випробуваннях пружина встановлювалася між платформами преса послідовно з еталонним динамометром Токарева. За допомогою пристрою силової передачі преса пружина стискалася зусиллям до 1500 кН з кроком 500 кН. На кожному кроці мірної лінійкою вимірювалася залишкова висота деформованої пружини. При обробці даних вимірювань було визначено, що в середньому, стиску пружини на 15 мм відповідає приріст стискаючого навантаження на 1,0 кН. Отже, жорсткість пружини дорівнює

$$C_0 = \frac{F}{\delta} = \frac{F}{\delta} = \frac{1kH}{0,015m} = 67 \text{ kH} / m . \quad (1)$$

При тестуванні гумових буферних вкладишів, за допомогою візуального огляду і контрольного вимірювання, було знайдено, що всі вкладиші з точністю до помилки при виготовленні зроблені ідентичні один одному і вільно монтується всередині головних джерел для взаємодії з опорними шайби амортизатора. Вкладиші мають наступні розміри: висота 19.5 мм; зовнішній діаметр 71 мм; прохідний 22,5 мм; марку гуми не встановлено.

Випробуванню піддавався набір з чотирьох гумових вставок, встановлених послідовно між платформами преса. Навантаження проводилось зусиллям до 3,0 кН. При обробці даних було визначено, що стисненню гумового пакета з чотирьох вставок на 5 мм відповідає приріст зусилля 3,0 кН. При таких деформаціях залежність між зусиллям і деформацією гуми вважається лінійною. Отже, повна жорсткість пакета дорівнює

$$C_{res4} = \frac{F}{\delta} = \frac{3kH}{0,005m} = 600 \text{ kH} / m = 600 \text{ H} / mm . \quad (2)$$

Так як вставки встановлені за схемою послідовного з'єднання, то жорсткість одній гумової вставки дорівнює

$$C_{res1} = 4 * C_{res4} = 2400 \text{ kH} / m = 2400 \text{ H} / mm . \quad (3)$$

Отже, реальна, наведена до точки контакту з провідником, жорсткість напрямної дорівнює:

- при ході опорних шайб амортизатора до контакту з гумовими вставками

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot 67 \text{ H} / m = (20,1..24,8) \text{ H} / mm , \quad (4)$$

- при контакті опорних шайб с чотирма гумовими вставками

$$C_{nn} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400 \text{ H} / mm}{4} + 67 \text{ H} / m \right) = (200..246) \text{ H} / mm , \quad (5)$$

- при контакті опорних шайб з трьома (згідно креслення) гумовими вставками

$$C_{nn} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400 \text{ H} / mm}{3} + 67 \text{ H} / m \right) = (260..320) \text{ H} / mm , \quad (6)$$

- при контакті опорних шайб з двома гумовими вставками;

$$C_{m1} = (0,3 \dots 0,37) \cdot \left(\frac{2400H/mm}{2} + 67H/m \right) = (427 \dots 511)H/mm, \quad (7)$$

- при установці по кінцях робочого ходу по одній гумовій вставці приведена жорсткість напрямної дорівнює

$$C_{m2} = (0,3 \dots 0,37) \cdot \left(\frac{2400H/mm}{1} + 67H/m \right) = (787 \dots 955)H/mm. \quad (8)$$

Це означає, що при максимальному нормативному кінематичному зазорі на сторону 23 мм, робочий хід важеля з роликом повинен складати 46 мм. Оскільки на практиці нерідко зустрічаються системи «посудина - армування» з повним кінематичним зазором до 60-70 мм, то для ефективного гасіння навантажень непроектного рівня на цю повну деформацію повинна бути розрахована конструкція всіх вузлів уніфікованих напрямних.

Зусилля, яке приймають на себе гумові вставки, залежить від того, при якому положенні ролика всередині кінематичного зазору Δ (рис. 1) відбудеться контакт опорних шайб амортизатора з гумою і скільки залишиться вільного ходу ролика на деформацію гуми до вступу металевої поверхні башмака в контакт з провідником.

Таблиця 1

Значення жорсткості важеля напрямної, приведеної до осі ролика, за даними лабораторних експериментів

| Склад пружних елементів амортизатора роликоопори | Пружина | Пружина + 4 гумові шайби | Пружина + 3 гумові шайби | Пружина + 2 гумові шайби | Пружина + 1 гумова шайба |
|--|-----------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Приведена жорсткість роликоопори Н/мм (кгс/см) | 20,1 24,8 | 200 - 246 | 260 - 320 | 427 - 511 | 787 - 955 |

Тобто, завдання полягає в тому, щоб забезпечити контакт опорної шайби з гумовою вставкою саме в тому перетині робочого ходу амортизатора, відстань від якого до перетину, де настане контакт башмака з провідником, забезпечить подальшу спільну пружну деформацію гуми і пружини з підвищеним зусиллям опору. На цьому етапі ходу жорсткість опори дорівнює сумі жорсткостей пружини і гуми.

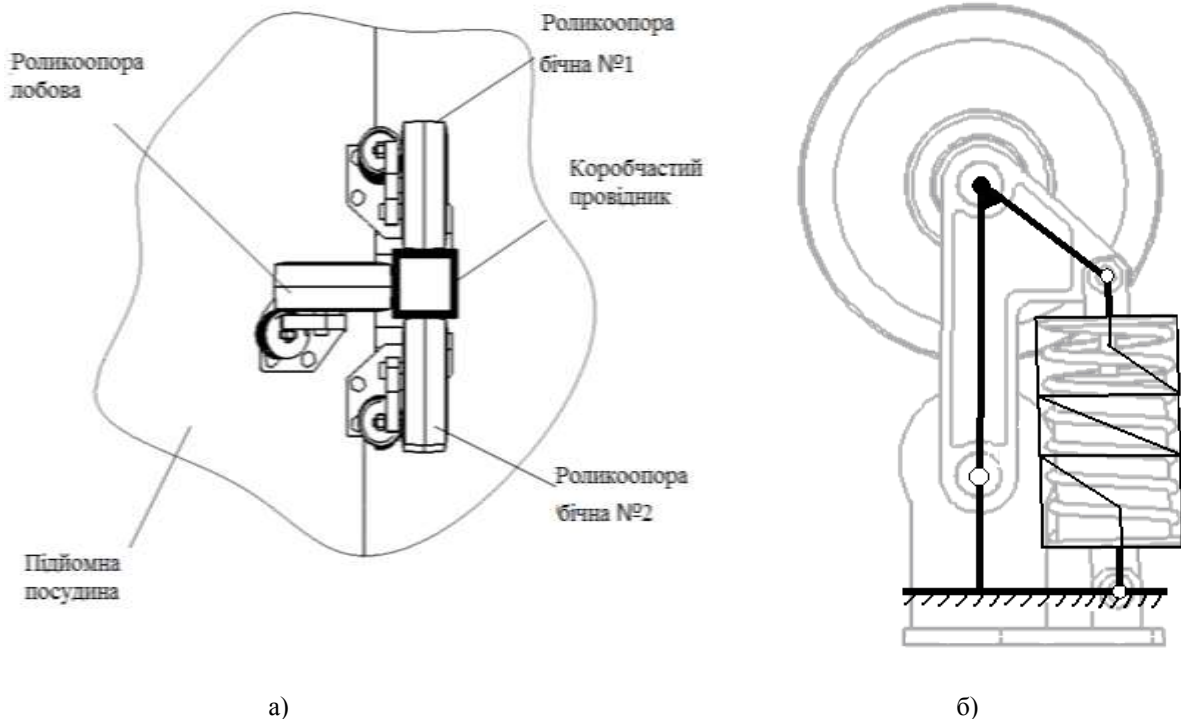


Рис. 1 Роликові двохважелеві напрямні:
а) схема установки трьохроликового напрямного вузла,
б) кінематична схема роликової напрямної

Через випадковість характеру розподілу по стволу кривизни провідників, нерівномірності їх зносу по глибині ствола, нерівномірності зносу вкладишів башмаків, забезпечити необхідну точність взаємного розташування всіх рухомих пружних деталей для прецизійного сприйняття необхідної частки навантажень по всій глибині ствола з неоднорідною поверхнею контакту, запобігання непрямої зіткнення з башмаком практично не можливо.

Спостереження за зносом поверхні провідників в умовах експлуатації та вимірювання контактних навантажень показують, що параметри напрямних на практиці встановлюються так, що не запобігають непрямої зіткненням металевих поверхонь башмаків і провідників один з одним. При цьому відбувається руйнування поверхні провідників і вкладишів башмаків. Це вимагає створення більш досконалої системи амортизації підйомних посудин для роботи в стволах зі значними викривленнями профілю провідників в зонах зрушення гірських порід.

Дослідження напрямних типу НКП

На рис. 1.3 наведені графіки результатів цифрової обробки даних лабораторних досліджень залежностей статичних пружних зусиль напрямних від величини радіального стиснення, таких як: каток КМЦ-260 (320) з виїмками (рис. 1.7, вихідні дані взяті з [1]), каток НКП-320р без осьових виїмок в катках і з виїмками при повному і частковому контакті катка з опорою, каток НКП-320КР (каток після тривалої експлуатації з зносом по діаметру до 10 мм), каток двохвалелевої універсальної напрямної (далі УРН-250) з гумо-пружинним амортизатором [2].

Обробка результатів вимірювань показала, що експериментальні дані залежності сили від величини стиснення досліджених гумових катків (навантажувальні характеристики) в межах робочих деформацій 0...24 мм досить точно описуються параболічної регресією.

$$P(x) = C1 \cdot x + C2 \cdot x^2, \tag{9}$$

де $P(x)$ – сила статичного стиснення, кН, $C1, C2$ – коефіцієнти регресії, x – стиснення, мм.

Для катка НКП-320Р цільного $C1=0.621$; $C2=0.02$. Для катка НКП-320Р с виїмками $C1=0.605$; $C2= 0.014$. Для катка НКП-260 с виїмками $C1= 0.223$; $C2= 0.012$. Для катка НКП-320 с виїмками $C1= 0.194$; $C2= 0.011$.

За аналогією з лінійною завданням можна ввести функцію жорсткості катка напрямної у вигляді

$$C_p(x) = C1 + C2 \cdot x. \tag{10}$$

Тоді сила пружності катка виглядає так

$$P_p(x) = C(x) \cdot x. \tag{11}$$

Про поведінку функції навантажувальної характеристики катків за межами зазначеного робочого діапазону і оцінки точності її опису параболічної регресією (або кривої більш високого порядку) можна судити тільки на підставі обробки даних більших лабораторних експериментів конкретних катків за межами нормованого робочого діапазону деформацій.

Цікавим є отримання аналітичної залежності між діючою силою і величиною пружного стиснення катка. Така залежність може бути отримана на підставі розв'язання задачі Герца про контакт двох пружних тіл. Skorиставшись рішенням, представленим в роботі [2] про контакт двох пружних циліндрів, і вважаючи провідник циліндром нескінченно великого радіуса з модулем пружності, у багато разів перевищує модуль пружності гуми, отримуємо формулу

$$x(P) = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot h} \left[\frac{0.75}{Epr} \left(\ln \left(\frac{2 \cdot R}{0.128 \sqrt{\frac{0.75 \cdot P \cdot R}{h \cdot Epr}}} \right) \right) + 0.407 \right], \tag{12}$$

де $x(P)$ – пружне стиснення ролика; P – сила статичного стиснення; Epr – приведенний модуль пружності катка [3]

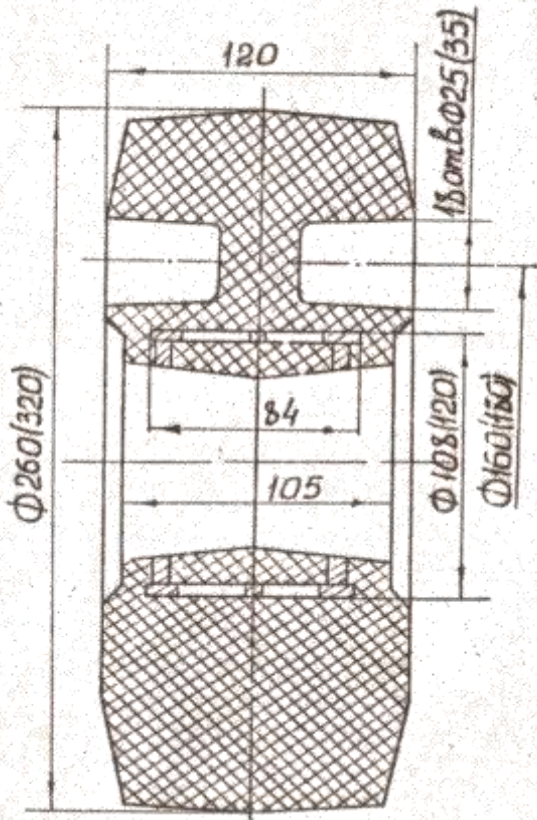


Рис. 2 Конструкція амортизуючих елементів КМЦ-260(320) напрямних типа НКП

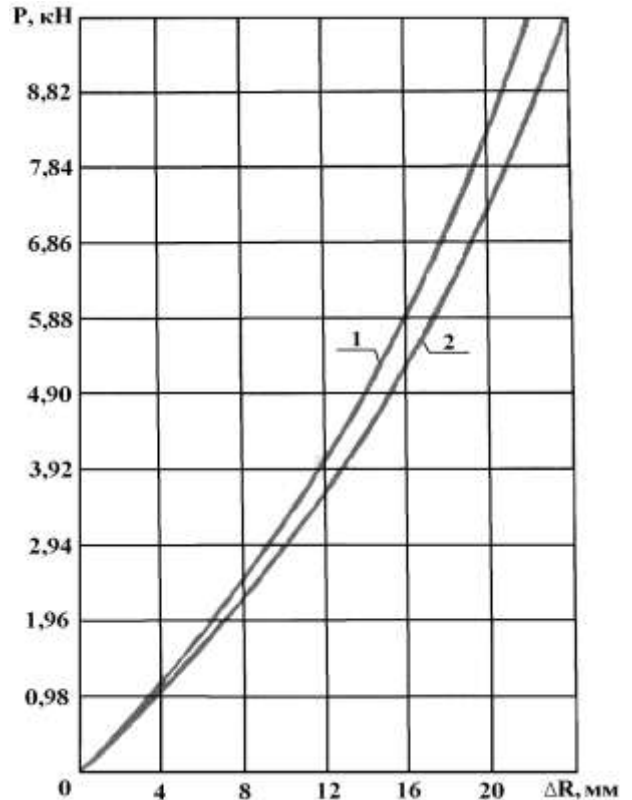


Рис. 3 Графіки залежностей стискаючих зусиль амортизуючих елементів КМЦ-260 (кр. 2) й КМЦ-320 (кр. 1) напрямних типа НКП від величини радіального стиснення катків

$$E_{pr} = E_p \frac{R^2}{R^2 - r^2}, \quad (13)$$

де E_p – модуль пружності гуми; h – товщина катка, R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гумової оболонки катка, відповідно.

Видно, що отримання зворотного аналітичної залежності сили від стиснення, аналогічної (7), з цієї формули практично неможливо. Її можна використовувати тільки для численних експериментів, побудувавши таблицю значень $x_i(P_i)$, а по ній відповідний графік в координатах рисунка 4. Варіюючи значення E_p , можна домогтися того, що отримана крива співпадає з кривою навантаження відповідного суцільного катка з мінімальною похибкою. Суцільні лінії 1-8 - результати параболічної регресії даних експериментів. Точкова крива 9 на рис. 4 показує, що значення навантажувальної характеристики катка НКП-260Р, отримані за формулою (5), практично збігаються з даними лабораторних експериментів і з їх апроксимацією параболічної регресією при підбраній шляхом численних експериментів величиною модуля пружності матеріалу катка $E_p = 6.9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ (з параметрами $R = 0.13 \text{ м}$, $r = 0.05 \text{ м}$, $h = 0.12 \text{ м}$).

З графіків на рис. 4 і рис. 5 видно, що при однакових значеннях радіального стиснення пружні зусилля катків значно відрізняються один від одного. При величині стиснення 20 мм катки НКП-320р майже в 2,5 рази більше жорсткі, ніж катки КМЦ-320 і НКП-320КР і в 10 разів жорсткіші, ніж двохвалеві напрямні з гумо-пружинним демпфером. В межах проектних деформацій (радіальне стиснення до 24 мм) приведена жорсткість зростає з величиною їх радіального стиснення від 2,5 до 3,5 раз, в той час як приведена жорсткість важеля напрямної практично залишається постійною на всьому робочому ході деформації амортизатора (збільшується до 7%).

Жорсткість катка КМЦ-260 перевищує жорсткість КМЦ-320 не більше, ніж на 15%, (вплив діаметра катка), а жорсткість суцільного катка НКП-320р перевищує жорсткість його аналога НКП-320р з виїмками на 20% (вплив виїмок). Так як конструкції котків КМЦ-320 і НКП-320р з виїмками однакові, то відмінності в їх опорних жорсткості можуть бути пояснені тільки тим, що вони виготовлені в різних умовах з матеріалів з істотно різними модулями пружності і складом вихідної сировини.

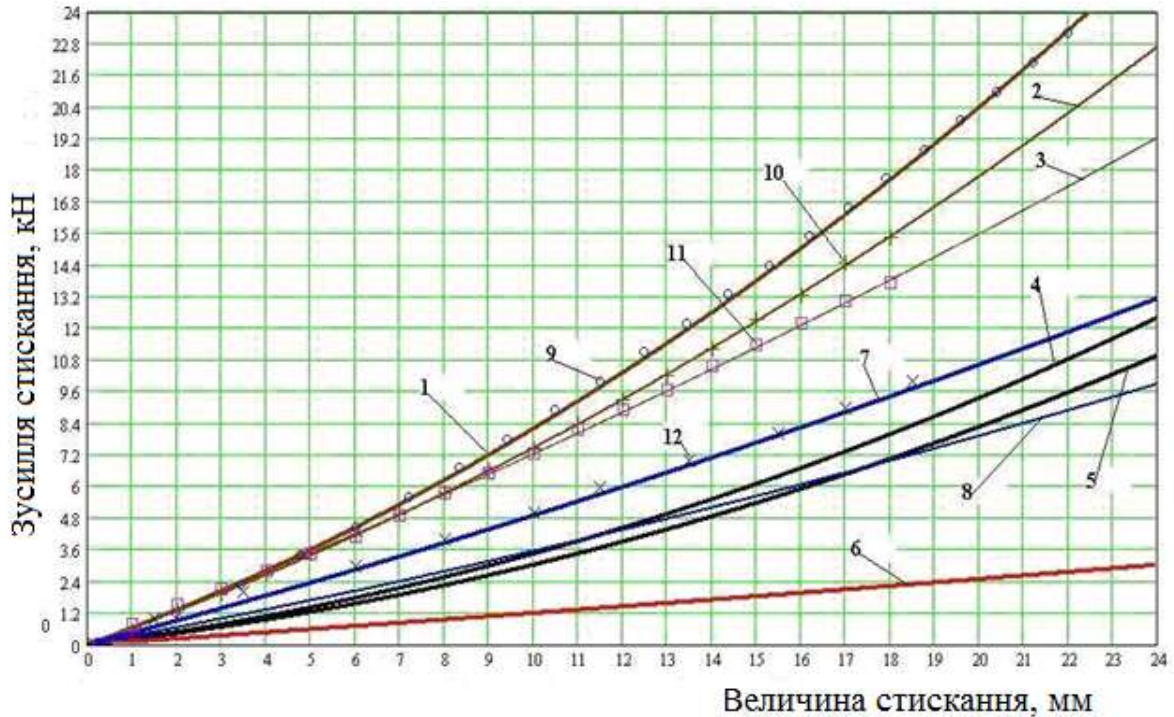


Рис. 4 Графіки навантажувальних характеристик роликових напрямних:

- 1 - суцільний каток НКП-320р (повне спирання на провідник);
- 2 - каток НКП-320р з бічними виїмками (повне спирання на провідник);
- 3 - суцільний каток НКП-320р (часткове спирання на вузьку смугу в середині по ширині катка, ширина зони контакту 68 мм);
- 4 - каток КМЦ-260 з виїмками; 5 - каток КМЦ-320 з виїмками, 6 - універсальна двохважелева напрямна;
- 7 - каток НКП 320КР (знос після експлуатації 10 мм по діаметру, повне спирання, твердість за Шором 68 од.);
- 8 - каток НКП 320КР (часткове спирання на смугу, ширина зони контакту 38 мм);
- 9 - розрахунки для суцільного катка НКП-320р за формулою (10);
- 10 - дані експериментів для НКП-320р з бічними виїмками; 11 - дані експериментів для регресійної кривої 3;
- 12 - дані експериментів для регресійної кривої 7.

Крім цього, порівняння між собою кривих 1 і 3, а також 8 і 7 показує, що вплив зсуву бокового катка з провідника при утворенні неповного контакту так само істотно знижує опорну жорсткість напрямних (до 35% в лабораторному експерименті).

У тих випадках, коли сила інерції посудини, що виникає через горизонтальні збудження її руху викривленими провідниками перевищує максимально можливу, в межах робочого кінематичного зазору, силу пружності ролика, жорсткий башмак вступає в контакт з провідником, і опорна жорсткість визначається сумарною взаємодією пружного ролика і пружного провідника в прольоті або в ярусі.

На практиці, в залежності від конкретних виробничих умов, напрямні типу НПК можуть одночасно застосовуватися з суцільними роликами, з перфорованими роликами; встановлюватися з повними по ширині ролика контактом з провідником або з частковим, що змінюється під час руху; з зазором між роликом і провідником або з гарантованим притисненням ролика до провідника (тільки останній варіант відповідає керівництву по експлуатації напрямних).

Всі ці комбінації вибираються на підприємствах, виходячи з інтуїтивних уявлень про способи компенсації відхилень параметрів армування від проекту (наприклад, наднормативних відхилень від вертикалі в зоні зрушення гірських порід, занижених при будівництві зазорів між виступаючими елементами конструкції бічних роликів і вузлами кріплення провідників до розстрілів), і не базуються на результатах наукових досліджень і обґрунтувань.

Дослідження впливу цих технічних реалізацій на динаміку системи «посудина - армування» є спеціальним завданням наукових досліджень, спрямованих на розробку рекомендацій і технічних рішень щодо забезпечення проектного режиму взаємодії в даних виробничих умовах, що розв'язується в даній роботі.

Крім того, дослідженням показало, що жорсткості роликових напрямних лежать в межах від 100 кН/м (важільних) до 600-1500 кН/м (НКП). Жорсткості провідників - від 3000 кН/м до 90000 кН/м. На практиці при відносно «м'якому» армуванні використовуються «м'які» важільні напрямні, а при відносно «жорстких» - більш жорсткі напрямні типу НКП. Порівнюючи між собою жорсткості роликових напрямних і жорсткості провідників, бачимо, що вони різняться між собою в 30 і більше разів. Тобто значення

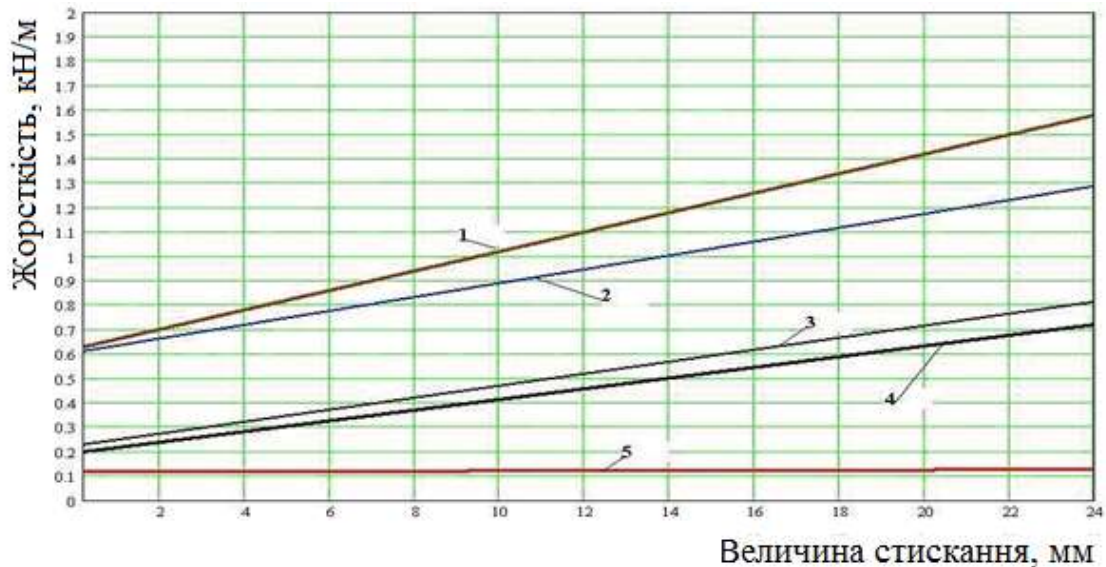


Рис. 5 Жорсткості напрямних, приведених до точки контакту з провідником:
 1 – НКП–320Р без виїмок, 2 – НКП–320Р з виїмками,
 3 – КМЦ–260 з виїмками, 4 – КМЦ–320 з виїмками, 5 – УРН–250

параметра $K \sim 30 \gg 1.0$. З цього випливає, що при моделюванні динаміки системи «посудина - армування» опорна жорсткість для посудини в межах кінематичного зазору до вступу в контакт башмака може вважатися рівною жорсткості ролика (для будь-якої конструкції прямої), а при контакті - жорсткості провідника для будь-якої схеми армування.

Список використаних джерел

1. Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.
2. Ильина С.С. Исследование жесткостных параметров армировок действующих рудоподъемных стволів / С.С.Ильина // Гірничі електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник. – Дн-ск., 2015.– Вип. 94. – С. 94 – 98.
3. Дубинин М.В. Влияние износа рельсовых проводников на допустимые динамические нагрузки со стороны подъемного сосуда / М.В.Дубинин, С.С. Ильина // Горное оборудование и электромеханика. №3 (121). Научно-аналит. и производственный журнал. – Москва, 2016. – С. 42 – 45

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.673.1

В.И. Самуся, д-р техн. наук, М.В. Холоменюк, канд. техн. наук, Ю.А Комиссаров, Д.А. Федоряченко
 (Україна, Днепропетровск, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗОМ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Анотація. У статті представлено математичну модель дослідження динамічних процесів в гальмівній системі підйомної машини МПБ-5 для різних співвідношень її конструктивних параметрів.

Пристрій шахтної підйомної машини, яке є важливою складовою частиною системи управління і кінцевою ланкою в ланцюзі захисту підйомної установки, забезпечує виконання заданої діаграми швидкості і стопоріння барабана під час технологічних пауз (робоче гальмування), а також запобіжне гальмування при виникненні аварійної ситуації.

Результати теоретичних досліджень динаміки пневмопружины привоу гальма дозволили зробити висновок про необхідність збільшення діаметра трубопроводів і прохідних перетинів клапанів пневмосистеми до 1,5 дюйма при максимально можливого наближенні панелі до гальмівного циліндра.

Ключові слова: математична модель, динаміка мобільної підйомної установки, запобіжне гальмування

Аннотация. В статье представлено математическую модель исследования динамических процессов в тормозной системе подъемной машины МПБ-5 для различных соотношений ее конструктивных параметров.

Устройство шахтной подъемной машины, которое является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки, обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру.

Ключевые слова: математическая модель, динамика мобильной подъемной установки, предохранительное торможение

Abstract. The article presents a mathematical model for the study of dynamic processes in the braking system of the MPB-5 lifting machine for various relationships of its design parameters.

The device of the mine hoisting machine, which is an important part of the control system and the end link in the hoist protection circuit, ensures the performance of the specified speed diagram and the locking of the drum during technological pauses (operational braking), as well as safety braking in the event of an emergency.

The results of theoretical studies of the dynamics of the spring-loaded spring drive of the brake made it possible to conclude that it is necessary to increase the diameter of the pipelines and the cross-sections of the valves of the pneumatic system to 1.5 inches with the maximum possible approach of the panel to the brake cylinder.

Keywords mathematical model, dynamics of hoisting machine, preventive braking

Тормозное устройство шахтной подъемной машины является основным средством защиты и управления, от технического совершенства которого зависит безопасность работы всей подъемной установки. Основным отличием серийных шахтных подъемных машин нового поколения МПБ производства Новокраматорского машиностроительного завода является компактное расположение пневмопружинного привода тормоза внутри тормозного обода, что уменьшает габариты подъемной машины и снижает ее металлоемкость. Применение одного и того же привода для рабочего и предохранительного торможения предъявляет повышенные требования к его надежности и безопасности.

Опыт эксплуатации и результаты проведенных экспериментальных исследований на действующих подъемных установках, оборудованных первыми подъемными машинами этой серии, свидетельствуют о недостаточном быстродействии тормозных систем такого типа. Большое время холостого хода приводит к увеличению пути торможения при включении предохранительного тормоза в районе приемных площадок, что явилось причиной ряда аварий на угольных и рудных шахтах Украины.

Регулирование величины тормозного момента, прикладываемаемого к органу навивки, осуществляется изменением давления в цилиндре тормозного привода. Для выбора рациональных параметров его пневмосистемы управления проведено исследование влияния термодинамических процессов в ее элементах на быстродействие тормозного привода.

При разработке математической модели динамических процессов в пневмопружинном тормозе были приняты следующие допущения: рычажная система тормоза с распределенными массами заменялась приведенной массой; жесткости, силы трения и зазоры в подвижных соединениях учитывались постоянной приведенной жесткостью, механическим КПД и приведенным зазором; для сжатого воздуха при невысоких давлениях применялись законы идеального газа; быстропотекающие процессы в элементах пневмосистемы принимались изоэнтальпными; трубопроводы имитировались дискретными элементами емкость-дроссель; регулятор давления имитировался управляемым пневматическим дросселем.

В соответствии с принятыми допущениями уравнение динамики приведенной к поршню тормозного привода массы m имеет вид:

$$m\ddot{x}_1 + Q \frac{x_1}{|x_1|} (1 - \eta_m) + c_2 [(x_1 - a) + |x_1 - a|] \cdot 0,5 = Q, \quad (1)$$

где x_1 - перемещение поршня привода; $Q = c_1 (x_0 - x_1) - (p_1 - p_a) F_1$ - сила, действующая на штоке поршня привода; c_1 и c_2 - приведенные жесткости пружин привода и рычажной системы; p_1 и p_a - абсолютные давления в полости тормозного цилиндра и окружающей среды; η_m - механический КПД привода; F_1 - эффективная площадь поршня привода.

Элементы кинематики поршня тормозного привода:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_{1_0} + \int_0^t \ddot{x}_1 dt ; x_1 = x_{1_0} + \int_0^t \dot{x}_1 dt . \quad (2)$$

Если $x_1 \leq 0$, то $x_1=0$ и $\dot{x}_1 = 0$; если $x_1 \geq x_{1_m}$, то $x_1=x_{1_m}$ и $\dot{x}_1 = 0$,

где x_{1_m} - максимальное конструктивное перемещение поршня привода.

Текущее значение объема рабочей полости цилиндра привода

$$V_1 = V_{1_0} - F_1 \cdot x_1 , \quad (3)$$

где V_{1_0} - начальный объем рабочей полости.

Уравнение (1) с соответствующей корректировкой осей и знаков действующих сил в дальнейшем использовалось для моделирования динамики пневматических клапанов со встроенными поршневыми приводами.

Параметры термодинамики пневматических полостей при принятых допущениях описываются следующими уравнениями:

$$dp = \frac{k \left[R \left(T_{ni} \cdot \dot{G}_{nj} - T_{vj} \cdot \dot{G}_{vj} \right) dt - p_i dV \right]}{V_i} ; \quad (4)$$

$$G_i = G_{i0} + \int_0^t \left(\dot{G}_{nj} - \dot{G}_{vj} \right) dt ; \quad (5)$$

$$T_i = \frac{p_i V_i}{R G_i} ; \quad (6)$$

где G и T - масса и абсолютная температура воздуха; R - газовая постоянная (для воздуха); i - номер полости или дискретного элемента трубопровода; j - номер проточного элемента.

Расходы через проточные элементы определяются зависимостью

$$\dot{G}_j = \mu_j f_j \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_6}} p_6 \psi(\sigma) , \quad (7)$$

где $\sigma = p_6 / p_*$ - отношение абсолютных давлений воздуха в выходном и входном сечениях элемента;

$$\text{при } \sigma < \sigma_{кр} \quad \psi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)k}} ;$$

$$\text{при } \sigma \geq \sigma_{кр} \quad \psi(\sigma) = \psi(\sigma_{кр}) = 0,2588 ,$$

где $\sigma_{кр} = 0,528$ - критическое отношение давлений при истечении идеального газа; μ_j - коэффициент расхода для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода; f_j - проходное сечение дросселя.

Для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода

$$\mu_j = \frac{1}{\sqrt{\xi_j}} \quad \text{и} \quad \xi_j = \lambda \frac{l_j}{d_j} \left(\frac{f_y}{f_m} \right)^2 , \quad (8)$$

где ξ_j - коэффициент сопротивления линейного участка; λ - коэффициент Дарси; d_j и l_j - диаметр и длина участка трубопровода; f_y и f_m - приведенное и фактическое проходные сечения трубопровода.

Величина тормозного усилия, прикладываемого к барабану, определяется зависимостью

$$F_m(t) = KQ(t) f_{mp} , \quad (9)$$

где $Q(t)$ - усилие на штоке поршня, получаемое из уравнения (1); f_{mp} - коэффициент трения между тор-

мозными колодками и ободом; K - суммарный коэффициент передачи усилий прижатия колодок к тормозному ободу.

С помощью разработанной математической модели были исследованы динамические процессы в тормозной системе подъемной машины МПБ-5 для различных соотношений ее конструктивных параметров.

Для решения этих задач составлен алгоритм расчета динамики пневмопривода тормоза, реализация которого позволяет решить следующие задачи: определение давления в цилиндре привода и тормозного усилия; определение времени срабатывания и времени холостого хода тормоза для различных структурных схем пневмосистемы управления приводом тормоза.

Используя из уравнения (1) значение усилия на штоке поршня тормозного привода и подставляя его в (9) при моделировании получены характеристики нарастания тормозного момента, которые использованы при дальнейших исследованиях динамики подъемной установки в режимах торможения.

Для барабанной подъемной машины МПБ-5 были получены зависимости времени холостого хода тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления (рисунок 1).

Время холостого хода для реальных значений параметров тормозной системы удовлетворяет требованиям Правил безопасности при длине трубопровода не более 1,8 м. Увеличение диаметра трубопровода до 1,5 дюйма позволяет снизить время холостого хода тормоза на 0,08 с. Дальнейшее увеличение диаметра трубопровода между тормозным цилиндром и панелью управления (более 2 дюймов), как следует из анализа графиков на рисунке 1, практически нецелесообразно.

Результаты, полученные при математическом моделировании свидетельствуют о необходимости увеличения диаметра трубопровода до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели управления (или отдельных ускоряющих клапана) к тормозному цилиндру.

На рисунке 2 приведены зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя, установленного на выходе из цилиндра параллельно стандартному регулируемому клапану. Анализ графиков на рисунке 2 показывает, что для получения двухступенчатой характеристики тормозного усилия (в особенности это необходимо для подъемных установок с большим замедлением свободного выбега) ограничение первой ступени сброса давления в тормозном цилиндре рационально осуществлять в диапазоне 0,2...0,4 МПа при диаметре дросселя 8...10 мм.

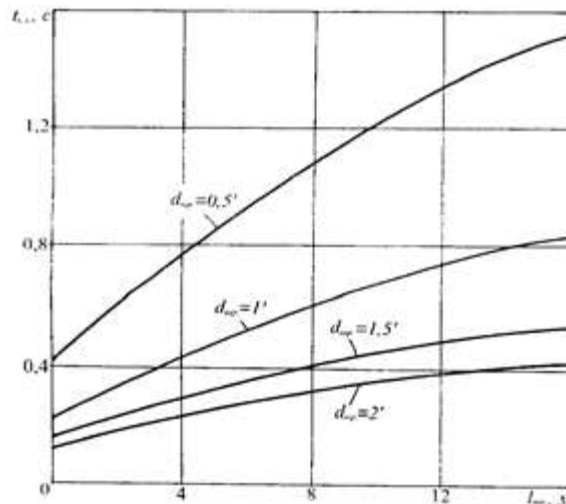


Рис. 1. Зависимости времени холостого хода тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления.

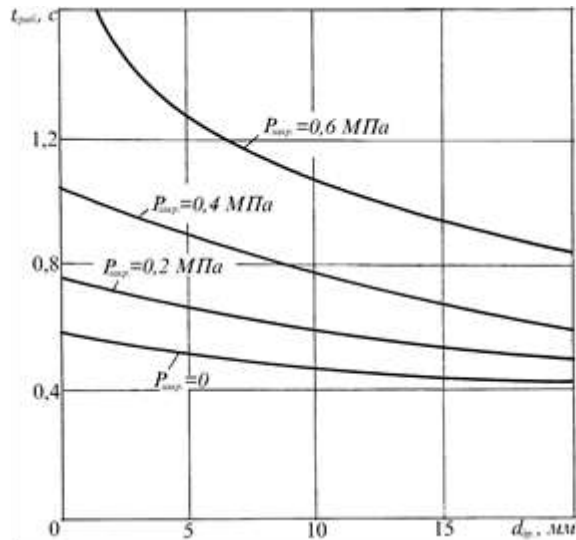


Рис. 2. Зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя.

Выводы

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру. Одним эффективных путей из путей повышения быстродействия тормоза и реализации двухступенчатой характеристики приложения тормозного усилия является применение новых конструкций ускоряющих клапанов, что позволит обеспечить выполнение требований Правил безопасности в части холостого хода тормоза и допустимых замедлений при рабочем и предохранительном торможении.

Список литературы

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 – 1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.
2. Правила технічної експлуатації вугільних шахт (СОУ 10.1 – 00185790 – 002 – 2005). – Київ: Мінвуглепром України. – 2005. – 353 с.
3. Самуся С.В. Анализ результатов экспериментальных исследований динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки / С.В. Самуся // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 83. – С. 118–126.
4. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та виску каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2007. – №27. – С. 94–98.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, В.Г. Калинин, В.Д. Коноплянов, Е.М. Курченко. – Донецк: Донеччина, 2009. – 672 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.647.21:539.4

І.В. Бельмас, д-р техн. наук, І.Т. Бобильова

(Україна, Кам'янське, Дніпровський державний технічний університет)

Д.Л. Колосов, д-р техн. наук

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

БЕЗСТИКОВА СТРІЧКА КОНВЕЄРНОГО ЖИВИЛЬНИКА

Анотація. Встановлено закономірності напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника та обґрунтовано метод її розрахунку. Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

Ключові слова: конвеєрний живильник, безстикового стрічка, еластична оболонка, жорсткий елемент армування, напружено-деформований стан, аналітичні залежності.

Анотація. Установлені закономірності напружено-деформованого станія безстыковой ленты конвейерного питателя и обоснован метод ее расчета. Полученные результаты могут быть использованы в инженерной практике при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин с гибкими тягово-несущими органами.

Ключевые слова: конвейерный питатель, безстыковая лента, эластичная оболочка, жесткий элемент армровки, напружено-деформованное состояние, аналитические зависимости.

Annotation. Obtained analytical dependences for determining the stress-strain state of the jointless belt of the conveyor feeder and justified the method of its calculation. The results may be taken into account in engineering practice when designing and operating lifting and transport machines with flexible pulling bodies.

Keywords: conveyor feeder, jointless belt, elastic shell, rigid reinforcement element, stress-strain state, and analytical dependences.

Вступ. В гірничо-металургійному виробництві використовують стрічкові живильники. Їх застосовують для безперервного і рівномірного вивантаження матеріалів з бункерів і завантаження машин безперервної дії або технологічного обладнання. Крім того, живильники застосовують у розвантажувальних і перевантажувальних вузлах конвеєрів. Робочий орган таких машин виконано у вигляді стрічки замкненої форми. Замкнену форму забезпечують шляхом з'єднання кінців відрізка стрічки. Термін роботи з'єднань, їх надійність значно менші за термін роботи та надійність стрічки [1, 2]. Використання стрічки живильника без стикового з'єднання дозволить уникнути зазначеного недоліку.

В загальному випадку живильники можуть бути обладнані гумотканиною або гумотросовою стрічкою. Гумотросові стрічки мають більшу жорсткість на розтяг. Пристрій натягнення гумотросової стрічки простіший. Створення стрічки живильника без стикового з'єднання вимагає розробки методу її розрахунку.

Стан питання та постановка задачі дослідження. Стикове з'єднання уявляє собою частину стрічки, в якій мають місце початки та кінці тросів стрічки, краї якої з'єднані. Кожен початок (кінець) троса, відповідно до принципу Сен-Венана, є джерелом локального збурення напружень. Зростання кількості таких джерел веде до зростання максимальних напружень в стрічці. Питанню визначення приведених механічних характеристик композитних матеріалів з системою паралельних елементів армування присвячена робота [3]. В публікаціях [4, 5] запропоновано алгоритм визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната з розірваним тросом на барабані з криволінійною твірною.

Аналіз відомих досліджень показав, що зменшення кількості перерізів закінчення (початку) тросів зменшує кількість джерел збурення напружено-деформованого стану стрічки. Конструкція стрічки з мінімальною кількістю кінців тросів та метод її розрахунку не розроблені. Мінімізувати кількість кінців тросів армування в стрічці можливо скороченням їх кількості до одного. Для забезпечення достатньої тягової спроможності стрічки без стикового з'єднання доцільно трос укласти у формі спіралі. Кількість кінців тросів буде мінімальною та становитиме два. Відповідно, встановлення закономірностей напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника для обґрунтування методу її розрахунку, є **актуальною науково-технічною задачею**. Для розробки методу розрахунку такої конструкції стрічки живильника побудуємо та дослідимо модель взаємодії витків троса в ній.

Основний зміст роботи. Троси в стрічці укладені в еластичну оболонку. Розглянемо взаємодію витків троса в еластичній оболонці. Під дією сили, що передається від барабана стрічці, трос укладений по спіралі, деформується – подовжується. В межах робочих навантажень деформації стрічки будемо вважати прямо пропорційними напруженням.

Деформації троса змінні по його довжині. На кінцях тросу вони дорівнюють нулю. Змінні деформації троса зумовлюють різні переміщення суміжних витків спіралі. В еластичній оболонці виникають напруження зсуву.

Міцність стрічки визначається міцністю троса, кількістю витків його укладання в стрічку та характером розподілу сил поміж витками. Для зменшення жорсткості стрічки на згин доцільно використання тросів зменшеного діаметра. Достатню міцність стрічки заданої ширини можна забезпечити збільшенням витків (зменшенням кроку укладання) троса.

Крок укладання троса по гвинтовій лінії значно менший за діаметр витку. Малі значення кроку гвинтової лінії дозволяють розглядати витки як окремі незамкнені кільця, з'єднані поміж собою в перерізах розривів кілець. Деформації кілець з площини малі. Малі і різниці деформацій суміжних кілець зі своїх площин. Знехтуємо цими різницями. Прийемо, що еластична оболонка стрічки передає лише напруження зсуву, залежні від взаємного зміщення витків троса. Стрічку розглянемо як шарувату конструкцію з жорсткими та м'якими шарами.

З урахуванням прийнятих припущень, прийемо наступну фізичну модель стрічки. Система гнучких, лінійно пружних, регулярно розташованих в паралельних площинах кругових незамкнених елементів армування. Перерізи розриву кілець розташовані в одній радіальній площині. Два кінці кожного незамкненого, не крайнього кільця з'єднані з кінцями двох суміжних кілець. Кожен кінець кільця з'єднано лише з одним суміжним кільцем. З'єднання кінців кілець забезпечують рівність переміщень та рівність сил, що діють в кільцях. Кінці крайніх кілець, що не приєднані до суміжних, не навантажені. Їхні переміщення не обмежені. Під дією зовнішнього навантаження однаково змінюється радіус усіх кілець. Сума сил, які сприймають з'єднані кільця, дорівнює силі розтягу стрічки. Змінність внутрішньої сили, що виникає в тросах стрічки, призводить до взаємного зсуву кілець.

Віднесемо модель стрічки до кутової системи координат. Початок осі розташуємо в перерізі розриву кілець тросів стрічки. Кутову координату помножимо на радіус кілець армування та виразимо її через лінійну. Довжину стрічки будемо вважати більшою, ніж довжина ділянки локального збурення напружено-деформованого стану в області закінчення (початку) троса.

На живильнику стрічка взаємодіє з барабанами. На привідному барабані на неї діє сила з боку приводного барабана. Приймемо, що частина стрічки, з більшою кількістю витків тросу, навантажена силами розтягу. Інша приклеєна до барабана. Така схема навантаження дозволяє вважати стрічку плоскою, не враховувати її згин та тиск стрічки на барабан. Номери частин покажемо у вигляді верхніх індексів. Вздовж стрічки спрямуємо вісь x . Початок осі розташуємо в перерізі зміни кількості витків троса. Витки в першій частині позначимо номерами від 1 до $M + 1$. В другій – від 1 до M . Дослідимо вплив зміни конструкції стрічки та характеру її навантаження. Приймемо, що частини стрічки безмежні. На значній відстані від перерізу $x = 0$ зусилля розтягу та переміщення тросів стрічки ($1 \leq i \leq M$) мають бути рівними

$$x \rightarrow -\infty \quad P_i^{[1]} = P_{i\pm 1}^{[1]} \quad u_i^{[1]} = u_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad P_i^{[2]} = P_{i\pm 1}^{[2]} \quad u_i^{[2]} = u_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (1)$$

На межі частин ($x = 0$) мають місце умови сумісності деформування:

а) зусилля розтягу крайнього ($M + 1$) троса першої частини стрічки

$$P_{M+1}^{[1]} = 0; \quad (2)$$

б) зусилля розтягу тросів суміжних частин та їх переміщення попарно збігаються

$$P_i^{[1]} = P_i^{[2]}, \quad u_i^{[1]} = u_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M). \quad (3)$$

З першої частини виріжмо виток стрічки довжиною dx (рис. 1).

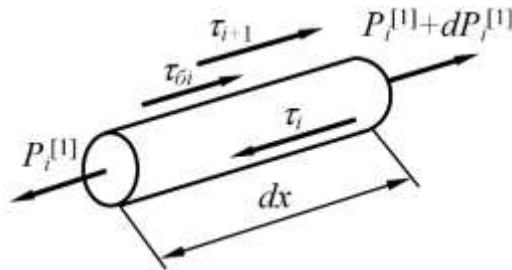


Рис. 1. Відрізок витка троса стрічки

Сформулюємо умову рівноваги відрізка троса довжиною dx

$$dP_i^{[1]} + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i - \tau_{oi}) dx = 0, \quad (4)$$

де

$$\tau_i = \frac{G}{h} k_h [u_i - u_{i-1}]; \quad (5)$$

$$\tau_{oi} = \frac{G}{z} k_z [u_i - b]; \quad (6)$$

z – товщина гумової обкладинки стрічки; G – модуль зсуву матеріалу оболонки; h – відстань між витками троса; k_h, k_z – коефіцієнти, що враховують форму гуми між витками троса та між тросом й по-

верхню барабана; b – переміщення поверхні барабана як жорсткого тіла, його значення прийемо рівним нулю.

Підставивши (5) та (6) у формулу (4), маємо наступну залежність

$$\frac{dP_i^{[1]}}{dx} + \frac{Gd}{h} k_h (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) - \frac{Gd}{z} k_z u_i = 0. \quad (7)$$

Отримане рівняння прийнятне для всіх тросів за винятком крайніх. Для них рівняння має вигляд

$$\frac{dP_2^{[1]}}{dx} + \frac{Gd k_h}{h} (u_2^I - u_1^I) - \frac{Gd k_z}{z} u_2^I = 0, \quad (8)$$

$$\frac{dP_M^{[1]}}{dx} + \frac{Gd k_h}{h} (u_M^I - u_{M+1}^I) - \frac{Gd k_z}{z} u_M^I = 0. \quad (9)$$

Врахуємо характер деформування крайніх витків троса (8) – (9) та граничну умову (1). Прийемо наступну форму розв'язку системи рівнянь

$$u_i^{[1]} = \sum_{m=1}^M A_m^{[1]} e^{\beta_m^{[1]} x} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + a^{[1]} x + b^{[1]}, \quad (10)$$

де $A_m^{[1]}$, $a^{[1]}$, $b^{[1]}$ – вектор невідомих та сталі диференціювання; $\beta_m^{[1]} = \sqrt{2 \frac{Gd k_h}{h E F} (1 - \cos(\mu_m^{[1]})) + \frac{Gd k_z}{z E F}}$.

$\mu_m^{[1]} = \frac{\pi m}{M+1}$; $E F$ – приведена жорсткість троса на розтяг.

Відповідно, зусилля розтягу троса

$$P_i^{[1]} = \left\{ \sum_{m=1}^M A_m^{[1]} e^{\beta_m^{[1]} x} \beta_m^{[1]} \cos(\mu_m^{[1]}(i-0.5)) + a^{[1]} \right\} E F. \quad (11)$$

Друга ділянка стрічки не навантажена дотичними зусиллями, кількість тросів в ній менша. Вирази для деформацій та внутрішніх зусиль в тросах для цієї ділянки

$$u_i^{[2]} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} e^{-\beta_m^{[2]} x} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + a^{[2]} x + b^{[2]}, \quad (12)$$

$$P_i^{[2]} = \left\{ - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} e^{-\beta_m^{[2]} x} \beta_m^{[2]} \cos(\mu_m^{[2]}(i-0.5)) + a^{[2]} \right\} E F, \quad (13)$$

де $B_m^{[2]}$, $a^{[2]}$, $b^{[2]}$ – вектор невідомих та сталі диференціювання; $\beta_m^{[2]} = \sqrt{2 \frac{Gd}{h E F} k_h (1 - \cos(\mu_m^{[2]}))}$;

$\mu_m^{[2]} = \frac{\pi m}{M}$.

Прийемо, що до вільного кінця другої частини стрічки прикладена сила P . Вона врівноважена силами взаємодії стрічки з барабаном. Врахуємо умови (1). Прийемо, що загальне переміщення стрічки як твердого тіла відсутнє. Підставимо (10) – (13) в (1) та (2). Отримаємо значення окремих сталих деформування

$$b^{[1]} = b^{[2]} = a^{[1]} = 0, \quad a^{[2]} = \frac{P}{M E F}$$

та систему алгебраїчних рівнянь для визначення векторів сталих величин

$$\left\{ \begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{II} \cos\left(\frac{\pi m}{M}(i-0.5)\right) + \\ & + \sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \left[\frac{\beta_m^I \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\beta_M^I \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)} \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(i-0.5)\right) - \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(i-0.5)\right) \right] = 0, \\ & \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m^{II} B_m^{II} \cos\left(\frac{\pi m}{M}(i-0.5)\right) - \\ & - \sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \beta_m^I \left[\frac{\cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)} \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(i-0.5)\right) - \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(i-0.5)\right) \right] = -\frac{P}{M E F}, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

де $A_M^I = -\sum_{m=1}^{M-1} A_m^I \frac{\beta_m^I \cos\left(\frac{\pi m}{M+1}(M+0.5)\right)}{\beta_M^I \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}(M+0.5)\right)}$.

Система рівнянь (14) дозволяє визначити вектори невідомих та напружено-деформований стан стрічки. Для стрічки з параметрами, що відповідають стрічці типу ГТС-3150 виконані розрахунки переміщень витків троса з номерами i вздовж осі x в області взаємодії стрічки з барабаном та зміни кількості витків троса з чотирьох до трьох (рис. 2, а). Для порівняння на рисунку 2, б наведено графік деформацій аналогічного зразка стрічки, навантаженого силою розтягу P . На рисунках показані лише деформації, зумовлені перерозподілом зусиль поміж витками троса – без урахування значень останнього доданку в залежності (11) та (13).

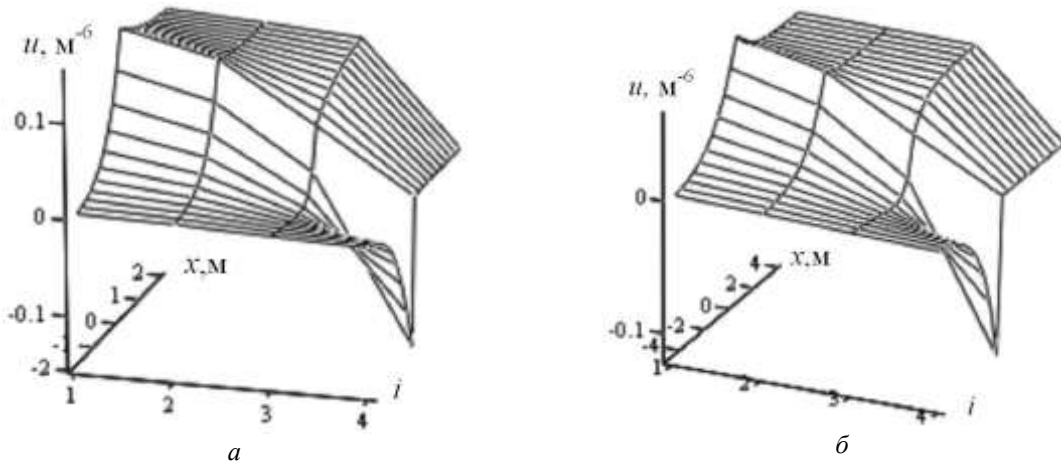


Рис. 2. Графіки переміщень u витків троса i вздовж осі x в області зміни кількості тросів в перерізі від чотирьох до трьох: a – з урахуванням взаємодії з барабаном; b – без урахуванням взаємодії з барабаном

З наведених рисунків видно незначну відмінність в характері деформування перерізів стрічки. Вказане свідчить про те, що передача тягового зусилля стрічці барабаном несуттєво впливає на її напружено-деформований стан. Переміщення витків троса на незначній відстані від перерізу $x = 0$ практично збігаються – виконуються умови рівності переміщень при безмежній довжині стрічки. Вказане показує допустимість прийнятого вище припущення про безмежну довжину стрічки. Вираз (13) дозволяє сформулювати умову міцності стрічки

$$P_{max} = \frac{P}{M} - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} \beta_m^{[2]} \cos\left(\pi m \left(1 - \frac{1}{2M}\right)\right) EF \leq [P],$$

де $[P]$ – допустима сила розтягу троса армування стрічки.

Відома умова міцності дозволяє підбирати стрічку для живильника.

Висновки. Встановлено закономірності напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника, що дозволило обґрунтувати метод її розрахунку. Безстикова стрічка конвеєрного живильника повинна мати елемент армування гвинтової форми, укладений в еластичну оболонку. Сформульована умова міцності троса армування стрічки дозволяє обґрунтовано підбирати її конструкцію для живильника.

Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.

Список літератури

1. Прушак В.Я. Численная оценка долговечности соединений резинотросовых конвейерных лент / В.Я. Прушак, О.Л. Миранович // Вестник БНТУ. – 2008. – № 1. – С. 35-38.
2. [Волоховский В.Ю.](#) Концентрация усилий в тросах и несущая способность резинотросовых конвейерных лент с повреждениями / В.Ю. [Волоховский](#), В.П. [Радин](#), М.Б. Рудяк // [Вестник МЭИ](#). – 2010. – № 5. – С. 5-12.
3. Дария заде С. Численная методика определения эффективных характеристик однонаправленно армированных композитов / С. Дария заде // Вісник НТУ «ХП». – 2013. – № 58. – С. 71-77.
4. Бельмас І.В. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією барабана підйомної машини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Збірник наукових праць НГУ. – 2017. – № 50. – С. 163-170.
5. Бельмас І.В. Вплив поривів елементів армування на міцність плоского тягового органу / І.В. Бельмас, І.Т. Бобильова // [Les problemes contemporains de la technosphere et de la formation des cadres d'ingenieurs](#). VI Conference internationale scientifique et methodique – Donetsk, 2012. – P. 88-91.

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

Відомості про авторів

| | | |
|--|--|--------|
| Азюковський Олександр Олександрович | Канд. техн. наук, доцент, професор кафедри "Електропривод", перший проректор Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 23 |
| Антоненко Антон Геннадійович | Аспірант кафедри "Гірнича механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 46 |
| Бельмас Іван Васильович | Д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Технології машинобудування» Дніпровського державного технічного університету, м. Кам'янське. | 92 |
| Бешта Дмитро Олександрович | Асистент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 67 |
| Бешта Лілія Валеріївна | Асистент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 36 |
| Бобильова Інеса Тихонівна | Асистент кафедри «Машинобудування» Дніпровського державного технічного університету, м. Кам'янське. | 92 |
| Бобров Олексій Володимирович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 18; 64 |
| Бондаренко Юрій Сергійович | Канд. техн. наук, старший викладач кафедри «Електротехніка та електромеханіка», Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. | 60 |
| Дяченко Григорій Григорійович | Аспірант кафедри "Електропривод" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 23 |
| Жежеленко Ігор Володимирович | Д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри електрифікації промислових підприємств Державного ВНЗ "Приазовський технічний університет" | 3 |
| Зарічний Володимир Сергійович | Провідний інженер-електронік, Державний вищий начальний заклад "Національний гірничий університет", Дніпро. | 23 |
| Льбіна Світлана Сергіївна | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Гірнича механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 46; 82 |
| Льбіна Інна Сергіївна | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Гірнича механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 82 |
| Кириченко Володимир Євгенійович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 46 |
| Кириченко Євген Олексійович | Д-р техн. наук, професор, професор кафедри "Гірнича механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 46 |

Відомості про авторів

| | | |
|-------------------------------------|--|---------------|
| Кіба В'ячеслав Якович | Старший викладач кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 54 |
| Кірнос Володимир Дмитрович | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 54 |
| Кожевніков Антон В'ячеславович | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 36, 41 |
| Колосов Дмитро Леонідович | Д-р техн. наук, доцент, завідувач кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 92 |
| Комісаров Юрій Олексійович | Старший викладач кафедри "Гірнична механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 88 |
| Красовський Павло Юрійович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Відновлювані джерела енергії" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 8 |
| Лисенко Олександра Геннадіївна | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Електропривод" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 3 |
| Моня Андрій Григорович | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Вища математика" Національної металургійної академії України, м. Дніпро. | 31 |
| Папаїка Юрій Анатолійович. | Канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 3 |
| Прокуда Володимир Миколаєвич | Канд. техн. наук, асистент кафедри "Системи електропостачання" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 13 |
| Радченко Віталій Васильович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Гідроенергетика" Запорізької державної інженерної академії. | 57 |
| Ропай Валерій Андрійович | Д-р техн. наук, професор кафедри "Будівельна, теоретична та прикладна механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 78 |
| Самуся Володимир Ілліч | Д-р. кад. наук. Професор, завідувач кафедри "Гірнична механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 46; 82; 88 |
| Суворкін Олександр Олександрович | Магістр за спеціальністю "Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії", м. Дніпро | 74 |
| Толстов Олександр Валерійович | Студент електротехнічного факультету Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 13 |
| Устименко Дмитро Володимирович | Канд. кад. наук, доцент кафедри «Електротехніка та електромеханіка», Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ка. кад. В. Лазаряна. | 60 |

Відомості про авторів

| | | |
|------------------------------------|--|---------------|
| Федорова Ірина Петрівна | Асистент кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 78 |
| Федоряченко Дар'я Олександрівна | Аспірантка кафедри "Гірнична механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 88 |
| Холоменюк Михайло Васильович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Гірнична механіка" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 88 |
| Цвіркун Леонід Іванович | Канд. техн. наук, доцент, професор кафедри "Автоматизація та комп'ютерні системи" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро. | 36, 41, 67 |
| Ципленков Дмитро Володимирович | Канд. техн. наук, доцент кафедри "Відновлювані джерела енергії" Державного ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро | 64; 74 |

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. Стиль: 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 авторам **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, М |
|---|----------------------------|
| 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

| | |
|---|----|
| И.В. Жежеленко, Ю.А. Папаика, А.Г. Лысенко. Оценочные методы определения экономического эквивалента реактивной мощности | 3 |
| П. Ю. Красовский. Рекомендации по уточнению потерь холостого хода в силовых трансформаторах распределительных сетей | 8 |
| А.В. Толстов, В.Н. Прокуда. Использование переносных устройств для сбора данных и анализа электропотребления в угольной шахте | 13 |
| А.В. Бобров. Результаты анализа методов решения оптимизационной задачи системы «электрическая сеть – привод – компрессор – пневмосеть» | 18 |
| G.G. Diachenko, O.O. Aziukovskiy, V.S. Zarichnyi. Selection of an appropriate numerical integration method for solving the optimal control problem of an induction motor | 23 |

Частина II. АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ

| | |
|---|----|
| A.G. Monia. Determination of pressure and temperature on the rubbing surfaces of the disk brake | 31 |
| Л.І. Цвіркун, Л.В. Бешта, А.В. Кожевніков. Ідентифікація гравітаційної системи збагачення вугільних шламів для подальшої автоматизації | 36 |
| А.В. Кожевніков, Л.І. Цвиркун. Применение численного метода обратного преобразования Лапласа при анализе систем автоматического регулирования | 41 |
| В.И. Самуся, Е.А. Кириченко, В.Е. Кириченко, С.С. Ильина, А.Г. Антоненко. Эволюция двухфазных моделей и перспективы развития теории гетерогенных течений | 46 |
| В.Д. Киринос, В.Я. Киба. Особенности контроля расхода двухфазных смесей | 54 |
| В.В. Радченко. Семантична модель перетворення змінного сигналу | 57 |

Частина III. ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

| | |
|--|-----|
| Д.В. Устименко, Ю.С. Бондаренко. Модернизация рольганга прокатного стана в условиях ПАО «ЗАПОРОЖСТАЛЬ» | 60 |
| A.V. Bobrov, D.V. Tsyplenkov. Optimum power parameters of operation of electromechanical systems with a reciprocating compressor | 64 |
| Д.О. Бешта, Л.І. Цвіркун. Розрахунок параметрів насоса та електродвигуна гідропривода укладальника моталки для процесу змотування сортового прокату | 67 |
| А.А. Суворкин, Д.В. Цыпленков. Анализ ветровых потоков в условиях породных хвостохранилищ | 74 |
| В.А. Ропай, И.П. Федорова. Деформации отвеса круглого подъемного каната как естественно-закрученного стержня при разных схемах его навески | 78 |
| В.І. Самуся, І.С. Ільїна, С.С. Ільїна. Дослідження характеристик жорсткості параметрів роликів напрямних пристроїв шахтних підйомних посудин | 82 |
| В.И. Самуся, М.В. Холоменюк, Ю.А. Комиссаров, Д.А. Федоряченко. Совершенствование пневмосистемы управления тормозом шахтных подъемных машин | 88 |
| І.В. Бельмас, І.Т. Бобильова, Д.Л. Колосов. Безстикова стрічка конвеєрного живильника | 92 |
| Відомості про авторів | 98 |
| Вимоги до публікацій | 101 |

КАФЕДРА БУДІВЕЛЬНОЇ, ТЕОРЕТИЧНОЇ ТА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ (ІСТОРИЧНА ДОВІДКА ДО 110-РІЧЧЯ ЗАСНУВАННЯ)



У Катеринославському вищому гірничому училищі кафедра будівельної механіки була заснована в 1907 р. і її очолив ад'юнкт механіки професор Заборовський С.А., який працював на посаді завідувача з дня її заснування і до кінця життя.

Кафедра теоретичної механіки була заснована в 1913 р. і очолив її проф. Динник О.М. (народився в 1876 р.), згодом академік АН УРСР. До кафедри тісно примикала лабораторія механічних випробувань матеріалів, якою спочатку завідував С.А. Заборовський, а з 1922 р. О.М. Динник. Під керівництвом О.М. Динника кафедра теоретичної механіки отримала прикладної ухил і в 1919 р. була перейменована в кафедру технічної механіки. З 1922 р. лабораторія механічних випробувань стає центром науково-дослідних експериментальних робіт в Україні з випробувань сталевих канатів, що експлуатуються на шахтах і заводах України, іншого гірничого устаткування.

Перший завідувач кафедри С.А. Заборовський займався питаннями розрахунку сталевих канатів, шахтних клітей і кріплень. Постановка і вирішення цих задач в той час були новаторськими. О.М. Динник створив наукові школи в галузі теорії і розрахунку сталевих канатів, стійкості пружної рівноваги, тиску гірських порід.

У 1930 р. створюється кафедра теоретичної і будівельної механіки, яку очолив учень О.М. Динника, доктор прикладної математики проф. Локшин А.Ш. (народився в 1893 р.). А.Ш. Локшин закінчив в 1918 р. Катеринославський гірничий інститут і за поданням О.М. Динника був залишений аспірантом кафедри. Професор Локшин А.Ш. був автором великої кількості робіт в області прикладної математики, теоретичної механіки, теорії пружності. Однак протягом усього його життя він постійно займався динамікою шахтних канатів.

Після смерті проф. Локшина А.Ш. в 1934 р. завідувачем кафедри теоретичної і будівельної механіки стає Ф.В. Флоринський (народився в 1905 р.), який закінчив гірничий інститут за фахом гірничої електромеханіки в 1930 р. У лютому 1930 р., будучи ще студентом останнього курсу, призначений асистентом кафедри теоретичної і будівельної механіки. Учасник Великої Вітчизняної війни (1941-1944 рр.). З 1944 р. він знову в гірничому інституті. У 1946 р. захистив докторську дисертацію на тему «Динамические напряжения в шахтных подъемных канатах и расчет канатов с учетом динамических напряжений», в якій узагальнив свої численні дослідження стосовно динаміки шахтних канатів. Ф.В. Флоринський є продовжувачем тієї наукової школи механіків, основи якої в гірничому інституті заклав О.М. Динник. Характерною рисою Ф.В. Флоринського є те, що свої складні розрахунки та обчислення він незмінно доводив до простих інженерних формул, що дозволяють ними користуватися широкому числу дослідників і практиків. Його багаторічні труди були узагальнені в монографії «Динамика шахтного подъемного каната», виданої в 1957 р., яка є настільною книгою декількох поколінь учених.

На кафедрі за напрямком динаміки шахтних канатів в різні роки працювали і захистили дисертації вчені: В.А. Лазарян (закінчив ДГІ в 1931 р.), згодом академік АН УРСР, проф. Н.П. Гришкова-Динник (1924-1941 рр.), доценти І.А. Локшин (1959-1964 рр.), Е.М. Карасик (1949-1975 рр.), Є.Г. Степанов, Д.М. Усенко та інші.

Наступним етапом досліджень виконаних на кафедрі учнями Ф.В. Флоринського – Л.В. Колосовим і В.В. Безпалько, став розгляд підйомної установки як складної електромеханічної системи з розподіленими і зосередженими параметрами. Спільне розглядання механічної системи і систем управління приводом і гальмом підйомної машини дозволило отримати нові якісні та кількісні закономірності протікання динамічних процесів. Ці дослідження узагальнені в монографії «Вертикальный транспорт на горных предприятиях», 1975 р.

З 1970 р. на кафедрі під керівництвом Л.В. Колосова створено новий напрямок з розрахунку і конструювання плоских гумотросових канатів. Розроблено теорію розрахунку цих канатів, їх конструкції, технічну документацію з виготовлення та експлуатації, налагоджено виробництво (з 1995 р.) в умовах РМЗ ВО «Кривбасруда» (нині ПАТ «Кривбасзалізрудком»). Ці канати в даний час експлуатуються на чисельних шахтах України, Казахстану, Білорусі, Росії.

Новий етап досліджень характеризувався створенням уточненої теорії утомного руйнування канатів, з урахуванням нерівномірності розподілу напружень по перерізу каната, даних утомних випробувань зразків дротів, тросів і канатів, виконаних в лабораторії опору матеріалів кафедри. Частково результати цих досліджень узагальнені в докторській дисертації Л.В. Колосова «Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников» (1987 р.). Учні проф. Флоринського Ф.В. і Колосова Л.В. – М.А. Черниш, О.М. Обухов, К.С. Заболотний, М.В. Полушина, І.В. Бельмас, В.А. Ропай, Л.Я. Фомічова, В.В. Франчук, Д.Л. Колосов та ін. успішно продовжили як цей цикл

досліджень, так і новий науковий напрям зі створення теорії розрахунку гумотросової конвеєрної стрічки. І.В. Бельмас, К.С. Заболотний, В.А. Ропай і Д.Л. Колосов успішно захистили докторські дисертації.

Говорячи про історію наукових напрямків кафедри неможливо не відзначити внесок академіка В.А. Лазаряна. Свій науковий шлях В.А. Лазарян почав у 30-і роки. Ще до закінчення інституту (Маркшейдерський факультет ДГІ) він був запрошений на викладацьку роботу на кафедри теоретичної і будівельної механіки до Дніпропетровського гірничого та транспортно-інститутів. Велика працездатність і енергія дозволили йому поєднувати роботу асистента з навчанням в аспірантурі у академіка О.М. Динника. Основною заслугою початкового періоду наукової діяльності В.А. Лазаряна є створення і подальший розвиток теорії перехідних режимів руху одновимірних механічних систем стосовно до задач динаміки рухомого складу. Згодом В.А. Лазаряном була створена теорія стійкості руху транспортних засобів, розроблена методика дослідження процесів взаємодії рухомого складу та колії. При цьому екіпаж і колія розглядалися як єдина дискретно-континуальна система, що враховує інерційні та дисипативні властивості всіх її елементів. Завдяки своїм організаторським здібностям В.А. Лазарян став засновником Інституту технічної механіки НАН України.

Методика В.А. Лазаряна в області дослідження процесів взаємодії рухомого складу та колії, але вже стосовно до кар'єрного транспорту, отримала розвиток на кафедрі з 1985 р. під керівництвом Блохіна С.Є. (народився в 1954 р.) – інженера-будівельника, доктора технічних наук, професора, вченого у галузі будівельної механіки та прикладної теорії пружності.

С.Є. Блохін очолював кафедру з 1993 р. по 2013 р. Ним вперше була теоретично обґрунтована і практично апробована автоматична система управління примусового вписування залізничних екіпажів в криволінійні ділянки колії. Докторська дисертація (1989 р.) «Динамика тяговых агрегатов и повышение эффективности эксплуатации карьерных поездов» поклала початок циклу наукових робіт, присвячених системам примусового вписування залізничних екіпажів у криві малого радіуса.

Блохін С.Є. є ініціатором створення на базі Національного гірничого університету галузевої науково-дослідної лабораторії «Динаміки і міцності несучих конструкцій штучних споруд гірничо-металургійних підприємств Півдня» Мінчормету СРСР. У 1988 р., після наказу про заснування підрозділу, він стає науковим керівником цієї лабораторії. По суті вперше у вітчизняній практиці співробітниками лабораторії були проведені комплексні експериментальні дослідження взаємодії штучних споруд та екіпажів рухомого складу кар'єрного транспорту, досліджено питання динаміки шахтних копрів, підйомних установок, галерей стрічкових конвеєрів, розглянуто цілий комплекс завдань, що стосуються збільшення строків служби та підвищення безпеки експлуатації об'єктів шахтної поверхні.

Готуючи науково-педагогічні кадри, кафедра зберігала та розширювала основні наукові напрямки, які були сформовані О.М. Динником. Він захистив три дисертації на здобуття наукового звання магістру механіки (1908 р.), доктора-інженера (1912 р.) та магістра прикладної математики (1915 р.).

На кафедрі докторські дисертації захистили: А.Ш. Локшин (1928 р.), Ф.В. Флоринський (1946 р.), Л.В. Колосов (1987 р.), С.Є. Блохін (1989 р.), В.А. Ропай (1998 р.), Д.Л. Колосов (2015 р.). Науковці Р.П. Дідик, Б.В. Виноградов, В.І. Пожуєв, І.В. Бельмас, К.С. Заболотний, Л.В. Новікова з успіхом захистили докторські дисертації, основна частка яких була виконана під час роботи цих викладачів на кафедрі будівельної та теоретичної механіки. Кандидатські дисертації захистили: Д.М. Усенко (1948 р.), Є.С. Степанов (1949 р.), Е.М. Карасик, С.І. Ляховицький (1953 р.), В.Н. Трудов (1961 р.), В.Ф. Угольников (1962 р.), Р.П. Дідик (1965 р.), І.А. Локшин (1966 р.), М.А. Черниш, Б.В. Виноградов, Л.В. Колосов (1967 р.), А.С. Поверський (1970 р.), В.В. Безпалько, О.М. Обухов (1975 р.), В.А. Ропай (1976 р.), Л.Я. Фомичева, О.М. Долгов (1977 р.), І.В. Бельмас (1978 р.), К.С. Заболотний (1979 р.), В.Д. Кірнос (1984 р.), В.І. Пожуєв (1986 р.), І.В. Данович, С.О. Тітов (1988 р.), Н.В. Матисіна (1989 р.), Д.Л. Колосов (2002 р.), Г.І. Танцура (2004 р.).

Відповідно до завдань сьогодення кафедра будівельної, теоретичної та прикладної механіки цілеспрямовано розвивається та повністю відповідає вимогам часу. В навчальний процес впроваджуються новітні методи й технології навчання, комп'ютерне і програмне забезпечення, мультимедійні засоби.

На сучасному етапі розвитку кафедра має багаті традиції та значний потенціал, який направлений на підготовку висококваліфікованих інженерів для різних галузей вітчизняної промисловості – бакалаврів та магістрів, веде активну науково-дослідну роботу з питань динаміки канатів, теорії пружності, динаміки та міцності гірничотранспортних машин і штучних споруджень.

*Завідувач кафедри БТІМ,
д-р техн. наук, доц. Д.Л. Колосов*

Науково-технічний збірник
Гірнича електромеханіка та автоматика

Випуск 98

Технічний редактор
Л.О. Чуїщева

Підписано до друку 26.06.2017. Формат 30x42/2. Папір Captain.
Ризографія. Ум. друк. арк. 7,8. Обл.-вид. арк. 7,8.
Тираж 300 прим. Зам. №

ISSN 0201-7814

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному ВНЗ "Національний гірничий університет"
Свидощтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19.