

Губа Микола Іванович, доцент, кафедра медіасистем та технологій, Харківський національний університет радіоелектроніки, пр. Леніна, 14, м. Харків, Україна, 61166

E-mail: gni52@mail.ru

Овраменко Володимир Дмитрович, директор, Науково-виробнича та комерційна фірма НВКФ «Сігма», вул. 23 Серпня, 56, м. Харків, Україна, 61072

E-mail: blacktopol@gmail.com

Маслов Петро Миколайович, кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник, кафедра медіасистем та технологій, Харківський національний університет радіоелектроніки, пр. Леніна 14, м. Харків, Україна, 61166

УДК 621.822.172

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.43987

ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ У ВИСОКОШВИДКІСНИХ ГІДРОСТАТОДИНАМІЧНИХ ОПОРАХ ШПИНДЕЛЯ

© Д. Ю. Федориненко, А. А. Урліна, Є. В. Аванесов

Запропонована нова конструкція гідравлічного підшипника, яка містить несучі кармани сферичної форми, до яких підвід стисненої рідини здійснюється через регульовані клапани витрат рідини, що дозволило зменшити втрати потужності на в'язке тертя при збільшенні швидкостей обертання ротора. Проаналізовано ефективність нової конструкції на високих робочих швидкостях шпинделя і представлені способи зменшення енергетичних втрат

Ключові слова: гідравлічний підшипник, карман, енергоефективність, втрата потужності, швидкохідність, в'язкість, режим мащення

It is proposed a new design of hydraulic bearing contains spherical bearing pockets, where pressurization of compressed fluid is carried through the adjustable fluid flow valve, thus reduces power losses to viscous friction while increasing the rotor speed. The new design efficiency at high operating speeds is analyzed and ways of energy losses reduction are proposed

Keywords: hydraulic bearing, pocket, energy efficiency, power losses, speed-factor, viscosity, lubrication mode

1. Вступ

Зниження енергоспоживання і втрат енергії є одними із пріоритетів енергетичної політики Європейського Союзу [1] та України [2]. Сьогодні лише незначна частина споживаної енергії використовується для фактичної доданої вартості процесу, наприклад сучасне виробництво в Європі характеризується великою часткою «надмірного» енергоспоживання у промисловому секторі (20–50 %) [3]. Українська економіка використовує значно більше енергоносіїв, ніж країни Європи. Так обсяг енергії, що використовується для виробництва одиниці товарів і послуг, у 3,8 рази перевищує середнє значення для Європейського Союзу [4].

2. Постановка проблеми

В умовах постійного зростання цін на енергоносії і жорсткої конкуренції на ринку підвищення енергоефективності, продуктивності машинобудівного виробництва, зниження собівартості продукції є актуальними проблемами. Проблема використання енергетичних ресурсів, збільшення продуктивності виробництва безпосередньо пов'язана з процесами обробки на верстатах і визначальним чином впливає на вартість машинобудівної продукції.

Сучасний розвиток машинобудування вимагає при створенні нових машин, модернізації існуючих значну увагу приділяти саме їх енергоефективності. Так, при проектуванні верстатів вимога забезпечення

високої енергоефективності повинна займати центральне місце поряд із забезпеченням їх точності, продуктивності та надійності.

3. Аналіз досліджень і публікацій

Питання підвищення енергоефективності металообробного обладнання зараз стоїть дуже гостро. Як вказано в працях [5, 3] частка спожитої шпиндельним вузлом, гідравлічною та охолоджуючою системами енергії знаходиться в межах 50–70 %, залежно від методу обробки.

Посилаючись на роботу [6] бачимо, що енерговитрати високошвидкісних шпиндельних вузлів (100000 хв^{-1} і більше) з гідравлічними опорами більше в 3–4 рази порівняно з менш швидкохідними (до 4000 хв^{-1}). При цьому втрати можуть складати до 30 % від спожитої шпиндельним вузлом енергії.

Як зазначено в роботі [7] в шпиндельному вузлі з діаметром передньої шийки шпинделя 100 мм при частоті обертання 4000 хв^{-1} за даними фірми FAG потужність тертя холостого ходу в вузлах з опорами кочення складає 0,7 кВт, гідростатичними – 3,5 кВт. При частоті обертання 30000 хв^{-1} втрати в гідростатичних опорах в 3–4 рази вищі ніж в опорах кочення.

Таким чином проблема підвищення ефективності енергоспоживання високошвидкісних шпиндельних вузлів не вирішена та потребує подальших досліджень.

Мета статті. Розробка та дослідження конструкції високошвидкісної гідростатодинамічної опори з метою зниження втрат енергії для підвищення швидкохідності керованого радіального гідростатодинамічного підшипника.

4. Розробка конструкції гідростатодинамічної опори шпинделя

Опори шпиндельних вузлів є однією з найвідповідальніших складових, які значною мірою визначають експлуатаційні характеристики верстатів: точність, надійність, продуктивність, швидкохідність, економічність. Швидкохідність шпиндельних вузлів на гідравлічних опорах обмежується втратами потужності на тертя та нагрівання підшипників, які викликані їх конструктивними особливостями. Тому підвищення швидкохідності та енергоефективності гідравлічного підшипника пропонується здійснити шляхом виконання несучих карманів сферичної форми, до яких підвід стисненої рідини здійснюється через регульовані клапани витрат рідини.

Виконання карманів підшипника сферичної форми дозволяє зменшити витрати потужності, обумовлені стрибкоподібною зміною форми проточної частини опори, що призводить до зменшення втрат потужності на в'язке тертя при збільшенні швидкостей обертання ротора.

Застосування регульованих клапанів витрат для живлення підшипника дозволяє при зростанні частоти обертання ротора припинити подачу робочої рідини до карманів опори, в результаті чого підшипник переходить до гідродинамічного режиму роботи, тим самим зменшуючи втрати потужності як на в'язке тертя, так і на прокачування робочої рідини. Це обумовлює підвищення швидкохідності підшипника. Докладно конструкція та принцип дії регульованих підшипників із пружним корпусом розглянуто у монографії [8].

Система живлення регульованого радіального гідростатодинамічного підшипника розгалужується на п'ять гілок для живлення кожного з карманів **б** (рис. 1) гідростатичної втулки 2. В кожній гілці живлення є клапан витрат KB1-KB5, попередньо налагоджений на необхідну пропускну здатність мастила. Для налагодження та контролю роботи системи живлення призначений багатопозиційний розподільчий золотник P31, що за допомогою манометра МН2 дозволяє контролювати тиск в карманах опори 2 шпинделя 1.

При гідростатичному режимі роботи підшипника підведення стисненої рідини до п'яти несучих карманів опори 2 здійснюється через клапани

витрат KB1-KB5, налагодженні на постійну пропускну здатність. Швидкість обертання шпинделя визначається енкадером 4, цифровий сигнал з якого надходить до мікропроцесорного регулятора 3.

При перевищенні швидкості обертання шпинделя деякого програмно заданого граничного значення, мікропроцесорний регулятор 3 вимикає подачу мастила до клапанів KB1, KB4, KB5, залишаючи ввімкненим клапан KB2 або KB3. В результаті підшипник працює в гідродинамічному режимі змащення. При зменшенні швидкості обертання нижче попередньо встановленого граничного значення регулятор 3 вмикає подачу робочої рідини до всіх карманів опори, тим самим відновлюючи гідростатичний режим змащення задля забезпечення високих показників несучої здатності та радіальної жорсткості при роботі підшипника на низьких частотах обертання.

Зниження втрат потужності на в'язке тертя та на прокачування робочої рідини, яке досягається зменшенням подачі робочої рідини до карманів опори в гідродинамічному режимі роботи та виконанням несучих карманів сферичної форми дозволяють підвищити швидкохідність підшипника.

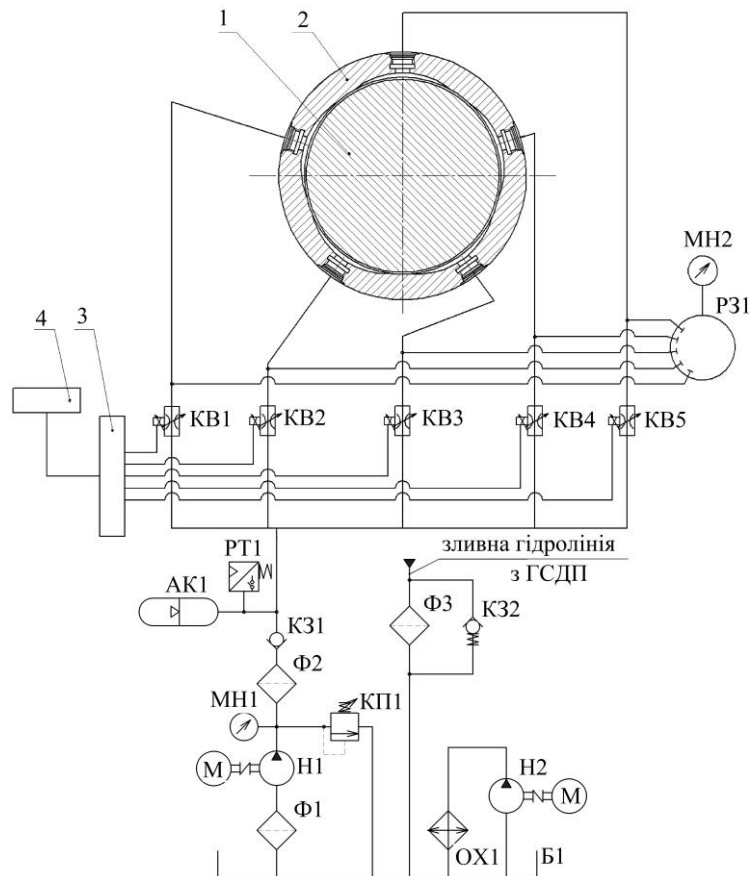


Рис. 1 Система живлення керованого радіального гідростатодинамічного підшипника: 1 – шпиндель; 2 – гідростатична втулка; 3 – мікропроцесорний регулятор; 4 – енкадер

5. Результати досліджень

Одним з основних факторів, що визначає можливість застосування гідравлічного мащення на високих робочих швидкостях обертання шпинделя, є втрати

енергії в опорах шпindelного вузла. Сумарні енергетичні втрати в опорах гiдралічного типу складаються із втрат на в'язке тертя в мастильних шарах опори та втрат, необхідних для прокачування робочої рiдини.

Оцiнка сумарних енергетичних втрат потужностi в керованих гiдралічних опор проводилась за залежностю [9]: $P_{\Sigma} = P_{\mu} + P_q$.

Втрати потужностi на в'язке тертя P_{μ} визначалися за формулою [9]:

$$P_{\mu} = 0,022 \cdot 10^{-13} \cdot \frac{\mu \cdot D^3 \cdot n^2 \cdot (L \cdot \theta + l_0 \cdot \phi)}{\delta}$$

де μ – динамiчна в'язкiсть робочої рiдини, мПа·с; D – дiаметр шпindelа, мм; n – частота обертання шпindelа, хв⁻¹; L – довжина робочої поверхнi гiдростатичної втулки, мм; l_0 – довжина аксiальної перемички, мм; δ – величина дiаметрального зазору, мм; θ – кутовий розмiр тангенцiальної перемички, рад; ϕ – кутовий розмiр карману в тангенцiальному напрямку, рад.

Втрати потужностi на в'язке тертя P_{μ} , якi зростають зi збiльшенням частоти обертання шпindelа n , в керованій опорі бiльшi за втрати в у базовому варіанті гiдростатичного пiдшипника [10]. Це обумовлено тим, що втрати потужностi на в'язке тертя P_{μ} прямо пропорцiйнi до розмiрiв перемичок l_0 , що обмежують несучі кармани, площа яких була збiльшена.

При роботi опори у гiдродинамiчному режимі змашення подача робочої рiдини необхідна лише для охолодження зони в'язкого тертя, так як несуча здатнiсть забезпечується гiдродинамiчним ефектом. Тому пiд час гiдродинамiчного режиму доцiльно здiйснювати подачу робочої рiдини лише в один несучий карман, при цьому зменшивши витрату мастила у декiлька разiв, що призводить до вiдповiдного зменшення втрат потужностi на прокачування робочої рiдини в опорі пiд час гiдродинамiчного режиму змашення порiвняно з втратами при гiдростатичному режимі роботи (рис. 2, а).

З графіку на рис. 2, б встановлено, що зростання динамiчної в'язкостi робочої рiдини призводить до вiдповiдного збiльшення втрат потужностi на в'язке тертя в опорі, причому зi збiльшенням частоти обертання шпindelа цей процес вiдбувається iнтенсивнiше.

Таким чином, з метою мiнiмiзацiї енергетичних втрат доцiльним є застосування малов'язких ($v < 1$ сСт) робочих рiдин для машення високошвидкiсних шпindelних вузлiв. В якостi мастильного середовища запропоновано використання робочої рiдини на основі дистильованої води із комплексною системою корозійного захисту – iнгiбитору та протектору корозії. Встановлено, що використання iнгiбитора корозії – ϵ -капролоктаму в концентрацiї 1 г/л [11] є ефективним способом захисту елементiв системі живлення гiдростатодинамiчної опори.

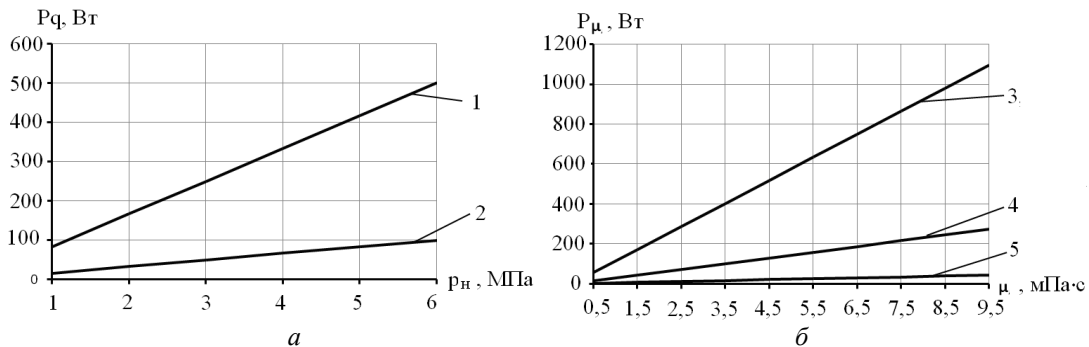


Рис. 2. Залежність втрат енергії: а – на прокачування робочої рiдини вiд тиску в системі живлення: 1 – при гiдростатичному режимі машення; 2 – при гiдродинамiчному режимі машення; б – на в'язке тертя в гiдралічній опорі вiд динамiчної в'язкостi мастила: 3 – $n=10000$ хв⁻¹; 4 – $n=5000$ хв⁻¹; 5 – $n=2000$ хв⁻¹

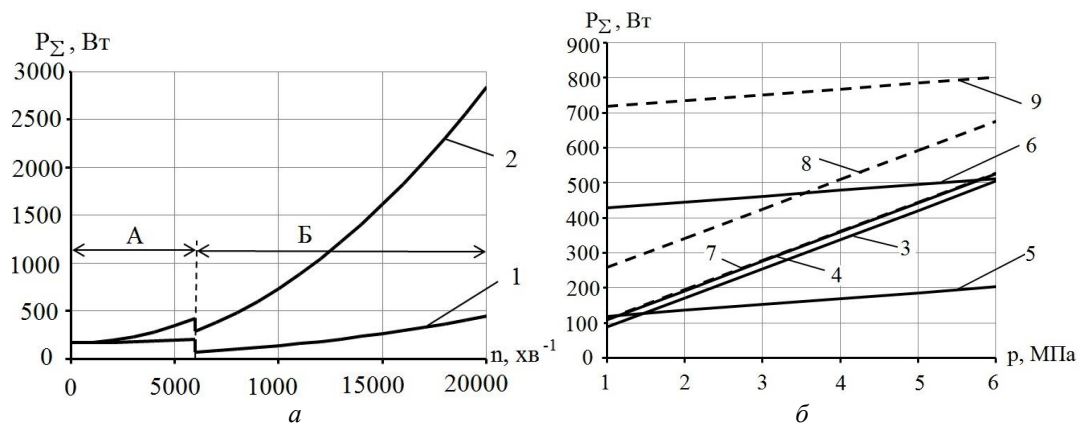


Рис. 3. Залежність сумарних втрат енергії в опорі: а – вiд частоти обертання шпindelа: 1 – спеціальне малов'язке машення, 2 – мастило I-5A; А – гiдростатичний режим машення; Б – гiдродинамiчний режим машення; б – вiд тиску в системі живлення (суцiльнi криві – спеціальне малов'язке машення; штрихові криві – машення мастилом I-5A): 3, 7 – $n=2000$ хв⁻¹; 4, 8 – $n=5000$ хв⁻¹; 5, 9 – $n=10000$ хв⁻¹; 6 – $n=20000$ хв⁻¹

Як бачимо, застосування спеціального малов'язкого мащення дозволяє зменшити сумарні енергетичні втрати в опорі майже в 6 разів (рис. 3) порівняно з мастилом I-5A.

Таким чином сумарні енергетичні втрати в удосконаленій опорі менші в 1,5 разів під час гідростатичного режиму змащення та в 4 рази під час гідродинамічного режиму за втрати в базовому варіанті опори (рис. 4, а).

На рис. 4, б представлені залежності сумарних енергетичних втрат у високошвидкісній опорі P_{Σ} , ефективної потужності під час шліфування $P_{\text{еф}}$ та загальної споживаної потужності під час обробки деталі $P_{\text{заг}}$ ($P_{\text{заг}}=P_{\Sigma}+P_{\text{еф}}$), від частоти обертання шпинделя n .

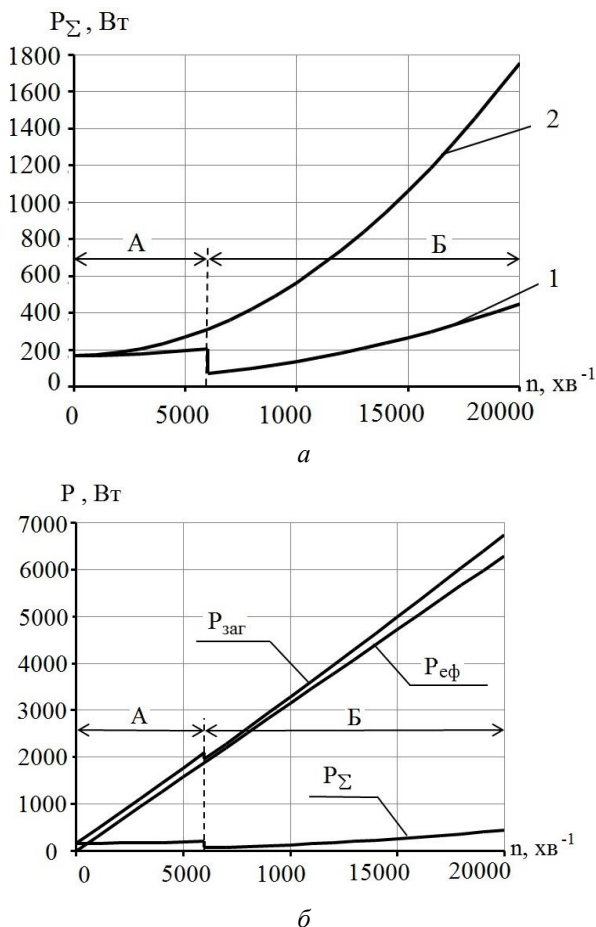


Рис. 4. Залежність втрат енергії: а – від частоти обертання шпинделя: 1 – керована опора; 2 – прототип; А – гідростатичний режим мащення; Б – гідродинамічний режим мащення; б – енергетичні втрати під час обробки деталі

При збільшенні частоти обертання шпинделя до 6000 хв^{-1} , коли в опорі ще зберігається гідростатичний режим змащення, потужність $P_{\text{еф}}$ по відношенню до P_{Σ} під час обробки деталі (остаточне шліфування сталі 45) становить до 14 %. Під час збільшення частоти обертання від 6000 до 20000 хв^{-1} , коли встановлений гідродинамічний режим змащення, відношення $P_{\text{еф}}$ до P_{Σ} під час обробки деталі знаходиться у діапазоні від 4 до 7 %.

Оцінювання енергоефективності базової та модернізованої опори шпинделя здійснювалося за по-

казником – питоме споживання електроенергії ($\text{€}_y, \frac{\text{кВт}\cdot\text{год}}{\text{шт}}$) верстата (відношення витраченої об-

днанням електроенергії до обсягу продукції, виробленої за цей же час при певних умовах). При визначенні питомої витрати електроенергії враховуються енерговитрати приводу головного руху та сумарні витрати електроенергії допоміжних механізмів та систем верстата.

Було встановлено, що при швидкості обертання шпинделя до 10000 хв^{-1} , питомі витрати електроенергії модернізованого та базового верстатів відрізняються незначно. Але при збільшенні частоти обертання до 20000 хв^{-1} спостерігається стрімке зростання енергоспоживання базової моделі верстату (€_y) до значення 2,91, проте споживання електроенергії модернізованої моделі верстата із новим типом опор становить 1,2.

6. Висновки

1. За рахунок нового конструктивного виконання керованого радіального підшипника ковзання вдалося зменшити сумарні енергетичні втрати в удосконаленій опорі в 1,5 рази під час гідростатичного режиму змащення та в 4 рази під час гідродинамічного режиму порівняно з втратами у базовому варіанті опори.

2. Ефективним шляхом підвищення енергоефективності гідравлічних опор шпинделя є зменшення в'язкості робочої рідини. Використання дистильованої води з додаванням інгібітору корозії (ϵ - капролоктам), що має коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu=0,609\cdot 10^{-3}$ Па·с, дозволяє зменшити енергетичні втрати в опорі майже в 6 разів.

3. Встановлено, що при швидкості обертання шпинделя 20000 хв^{-1} енерговитрати модернізованої моделі верстата зменшуються в 2,4 рази відносно базової.

Література

1. Directive of the European Parliament on Energy using Products [Text] / Directive 2005/32/EC.
2. Постанова КМУ від 01.03.2010 р. № 243 [Текст] / Про затвердження Державної цільової економічної програми енергоефективності і розвитку сфери виробництва енергоносіїв з відновлюваних джерел енергії та альтернативних видів палива на 2010-2015 роки.
3. Gutowski, T. Electrical Energy Requirements for Manufacturing Processes [Text] / T. Gutowski, J. Dahmus, A. Thiriez // 13th CIRP International Conference of Life Cycle Engineering, 2006. – P. 1–5.
4. Підвищення енергоефективності в Україні: зменшення регулювання та стимулювання енергоспоживання [Електронний ресурс] / Режим доступу: http://www.ier.ua/ua/publications/consultancy_work/archive_2012/?pid=3348
5. Aspects of Energy Efficiency in Machine Tools [Electronic resource] / Available at: http://www.heidenhain.com/en_US/documentation-information/technical-information/aspects-of-energy-efficiency-in-machine-Tools
6. Abele, E. Analyzing Energy Consumption of Machine Tool Spindle Units and Identification of Potential for Improvements of Efficiency [Text] / E. Abele, T. Sielaff, A. Schiffler, S. Rothenbacher // Globalized Solutions for Sustainability in Manufacturing, 2011. – 280–285 p. doi: 10.1007/978-3-642-19692-8_49
7. Зубовецька, Н. Т. Високопродуктивна та високошвидкісна обробка на верстатах [Текст] / Н. Т. Зубовець-

ка // Наукові нотатки: міжвуз. збірник. – 2014. – № 44. – С. 119–123.

8. Струтинський, В. Б. Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах [Текст] / В. Б. Струтинський, Д. Ю. Федориненко. – Ніжин: ТОВ „Видавництво „Аспект-Поліграф”, 2011. – 464 с.

9. Белоусов, А. И. Нелинейные колебания роторов на гидростатических подшипниках [Текст] / А. И. Белоусов, В. Г. Луканенко // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. – 1977. – № 4. – С. 44–51.

10. Регульований радіальний гідростатичний підшипник. Патент України на корисну модель МПК F16C 32/06 [Текст] / Федориненко Д. Ю., Сапон С. П., Хабібуліна А. М.. – №89288; заявл. 09.12.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7.

11. Цибуля, С. Д. Протикорозійний захист елементів гідростатичної опори шпинделя металорізального верстату [Текст]: матер. 11- й междунар. пром. конф / С. Д. Цибуля, Д. Ю. Федориненко, І. А. Костенко, Н. П. Буяльська // Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях, 2011. – С. 217–221.

References

1. Directive of the European Parliament on Energy using Products (2005). Directive 2005/32/EC.

2. Postanova KMU vid 01.03.2010 r. № 243 (2015). Pro zatverdzhennja Derzhavnoi cil'ovoї ekonomichnoi programi energeofektivnosti i rozvitku sferi virobництва energonosiv z vidnovljuvanih dzhерel energii ta al'ternativnih vidiv paliva na 2010-2015 roki.

3. Gutovski, T., Dahmus, J., Thiriez, A. (2006). Electrical Energy Requirements for Manufacturing Processes. 13th CIRP International Conference of Life Cycle Engineering. Lueven (Belgium), 1–5.

4. Pidvishennja energeofektivnosti v Ukraini: zmnshennja reguljuvannja ta stimuljuvannja energospozhivannj. Available at: http://www.ier.ua/ua/publications/consultancy_work/archive_2012/?pid=3348

5. Aspects of Energy Efficiency in Machine Tools. Available at: http://www.heidenhain.com/en_US/documentation-information/technical-information/aspects-of-energy-efficiency-in-machine-Tools

6. Abele, E., Sielaff, T., Schiffler, A., Rothenbücher, S. (2011). Analyzing Energy Consumption of Machine Tool Spindle Units and Identification of Potential for Improvements of Efficiency. Globalized Solutions for Sustainability in Manufacturing, 280–285. doi: 10.1007/978-3-642-19692-8_49

7. Zubovetska, N. T. (2014). Vusokoproduktyvna ta vusokoshvydkisna obrobka na verstatakh. Scientific note: Interuniversity collection, 44, 119–123.

8. Strutytskyj, V. B., Fedorynenko, D. Y. (2011). Statystychna dynamika shpyndel'nykh vuzliv na gidrostatychnykh oporakh [Statistical dynamics of spindle units on the hydrostatic bearings]. Nizhyn, Ukraine: Aspect-Polygraph, 464.

9. Belousov, A. I., Lukanenko, V. G. (1977). Nelinejnye kolebaniya rotorov na gidrostatychnykh podshypnikakh [Nonlinear oscillations of rotors on the hydrostatic bearings]. Research and design of hydrostatic bearings and seals of high-speed machines, 4, 44–51.

10. Fedorynenko, D. Y., Sapon, S. P., Habibulina, A. M. (2014). Regul'ovaniy radial'nyj gidrostatychnyj pidshypnik. Patent Ukraini na korisnu model' MPK F16C 32/06; №89288; zajavl. 09.12.2013; opubl. 10.04.2014, Bjul. 7.

11. Zybulja, S. D., Fedorynenko, D. Y., Kostenko I. A., Buyal'ska, N. P. (2011). Protikorozijnij zahist elementiv gidrostatychnoi opori shpyndelja metalorizal'nogo verstatu 2011. Materialy 11- j mezhdunar. prom. konf. Jeftektivnost' realizacii nauchnogo, resursnogo i promyshlennogo potentsiala v sovremennyh uslovijah, 217–221.

Дата надходження рукопису 26.05.2015

Федориненко Дмитро Юрійович, доктор технічних наук, професор, кафедра технологій машинобудування та деревообробки, Чернігівський національний технологічний університет, вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, Україна, 14000

E-mail: fdy@mail.ru

Урліна Анастасія Андріївна, аспірант, кафедра технологій машинобудування та деревообробки, Чернігівський національний технологічний університет, вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, Україна, 14000

E-mail: urlina.anastasia@gmail.com

Аванесов Єгор Вікторович, кафедра технологій машинобудування та деревообробки, Чернігівський національний технологічний університет, м. Чернігів, вул. Шевченка, 95, м. Чернігів, Україна, 14000

E-mail: yehoravanesov@gmail.com

УДК 004.652.5

DOI: 10.15587/2313-8416.2015.43994

ІНТЕГРАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЙ OLAP ТА DATA MINING ПРИ ПОБУДОВІ МІЖВИМІРОВИХ АСОЦІАТИВНИХ ПРАВИЛ

© М. Т. Фісун, Г. В. Горбань

Представлено особливості пошуку асоціативних правил у багатомірних даних, а саме показані теоретичні засади знаходження асоціацій між різними вимірами у OLAP-кубах та формули обчислення характеристик їх значущості (підтримка, достовірність, ліфт та леверидж). Запропоновано метод генерації міжвимірових асоціативних правил та описано його реалізацію як складової інформаційної системи оперативного та інтелектуального аналізу даних на платформі об'єктної системи керування базами даних Caché

Ключові слова: OLAP, Data Mining, багатомірні дані, куб, асоціативні правила, предметний набір, підтримка, достовірність, ліфт, леверидж