



SUMY STATE UNIVERSITY
<http://jes.sumdu.edu.ua>

ISSN 2312–2498

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНЫХ НАУК

**JOURNAL
of ENGINEERING
SCIENCES**

**ЖУРНАЛ
ИНЖЕНЕРНЫХ
НАУК**

**01
2014**

Міністерство освіти і науки України

The Ministry of Education and Science of Ukraine

Министерство образования и науки Украины

ЖУРНАЛ ІНЖЕНЕРНИХ НАУК

JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНЫХ НАУК

Науковий журнал

Scientific Journal

Научный журнал

Том 1, № 1 (2014)

Заснований у 1994 році

Founded in 1994

Основан в 1994 году

Сумський державний університет

Sumy State University

Сумский государственный университет

Журнал публікує статті, що висвітлюють актуальні питання сучасного високотехнологічного виробництва, розвитку нових наукових течій у техніці та розроблення технологій майбутнього, підготовлені професорсько-викладацьким складом, аспірантами та фахівцями університету та інших ВНЗ, а також вченими і спеціалістами інших наукових установ. Для викладачів ВНЗ, наукових працівників, аспірантів, конструкторів та виробників.

ISSN 2312-2498

Рекомендовано до друку
вченою радою Сумського державного університету,
(протокол № 03 від 19.10.2014 р.)

Публікується за підтримки:

Факультету технічних систем та енергоефективних технологій
Сумського державного університету:
<http://teset.sumdu.edu.ua/>

Адреса редакційної колегії: вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Телефони: (+38 0542) 68-78-52, (+38 0542) 33-41-09
Електронна адреса: jes.sumdu@gmail.com
Web-site: <http://jes.sumdu.edu.ua/>

Свідоцтво про Державну
реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 20499-10299 ПР від 11.12.2013



РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

EDITORIAL BOARD

ГОЛОВНИЙ РЕДАКТОР

EDITOR – IN – CHIEF

Криворучко Д. В., д-р техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

Kryvoruchko D. V., Doctor of Engineering Sciences, A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

РЕДАКТОР-КОНСУЛЬТАНТ

ADVISORY EDITOR

Марцінковський В. А., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

Martsinkovskiy V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

ЗАСТУПНИКИ ГОЛОВНОГО РЕДАКТОРА

DUPUTY CHIEF EDITORS

Залого В. О., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Ковальов І. А., канд. техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Склябінський В. І., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Гусак О. Г., канд. техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

Zaloga V. O., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Kovalev I. O., Candidate of Sciences (Engineering), Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Sklabinskiy V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Gusak O. G., Candidate of Sciences (Engineering), A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

ВІДПОВІДАЛЬНИЙ РЕДАКТОР

ASSOCIATE EDITOR

Івченко О. В., канд. техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна).

Ivchenko O. V., Candidate of Sciences (Engineering), A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine).

ЧЛЕНИ РЕДАКЦІЙНОЇ КОЛЕГІЇ

MEMBERS OF EDITORIAL BOARD

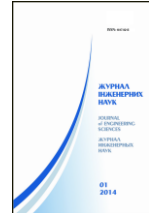
Пляцук Л. Д., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Симоновський В. І., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Дядюра К. О., д-р техн. наук, доцент (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Верещака С. М., д-р техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Каринцев І. Б., канд. техн. наук, професор (Сумський державний університет, м. Суми, Україна);
Петраков Ю. В., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна);
Федорович В. А., д-р техн. наук, професор (Харківський національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна);

Plyatsuk L. D., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Simonovskiy V. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Dyadyura K. O., Doctor of Engineering Sciences, A. P. (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Vereshchaka S. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Karintsev I. B., Candidate of Sciences (Engineering), Professor (Sumy State University, Sumy, Ukraine);
Petraikov Yu. V., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian National Technical University "KPI", Kiev, Ukraine);
Fedorovich V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kharkov National Technical University "KhPI", Kharkov, Ukraine);

- Мазур Н. П., д-р техн. наук, професор (Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна);
- Сторчак М. Г., д-р техн. наук, професор (Інститут верстатів Університету Штутгарта, м. Штутгарт, Німеччина);
- Кушнер В. С., д-р техн. наук, професор (Омський державний технічний університет, м. Омськ, Росія);
- Верешчака А. С., д-р техн. наук, професор (Московський державний технічний університет «Станкін», м. Москва, Росія);
- Клименко С. А., д-р техн. наук, професор (Інститут надтвердих матеріалів ім. В. Н. Бакуля Національної академії наук України, м. Київ, Україна);
- Трищ Р. М., д-р техн. наук, професор (Українська інженерно-педагогічна академія, м. Харків, Україна);
- Віткін Л. М., д-р техн. наук, професор (старший радник Адміністрації Президента України, Навчально-науковий інститут магістерської підготовки та післядипломної освіти Університету «КРОК», м. Київ, Україна);
- Івахненко О. Г., д-р техн. наук, професор (Південно-західний державний університет, м. Курськ, Росія);
- Отаманюк В. М., д-р техн. наук, професор (Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна);
- Шапорев В. П., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків, Україна);
- Роман Петрус, д-р техн. наук, професор (Жешувська політехніка, м. Жешув, Польща);
- Камбург В. Г., д-р техн. наук, професор (Пензенський державний університет архітектури та будівництва, м. Пенза, Росія);
- Франчишек Похипи, д-р техн. наук, професор (Технічний університет Брно, м. Брно, Чехія);
- Міхал Вархола, д-р техн. наук, професор (Словацький технологічний університет у Братиславі, м. Братислава, Словаччина);
- Жарковський А. А., д-р техн. наук, професор (Петербурзький державний політехнічний університет, м. Санкт-Петербург, Росія);
- Соложенцев Е. Д., д-р техн. наук, професор (Санкт-Петербурзький державний університет аерокосмічного приладобудування, м. Санкт-Петербург, Росія);
- Караханьян В. К., д-р техн. наук, професор, (Російська асоціація виробників насосів, м. Москва, Росія);
- Свідерський В. А., д-р техн. наук, професор (Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна);
- Сіренко Г. А., д-р техн. наук, професор (Прикарпатський національний університет ім. Василя Стефаника, м. Івано-Франківськ, Україна);
- Захаренко А. В., д-р техн. наук, професор (ЗАТ «БАРРЕНС», м. Санкт-Петербург, Росія);
- Mazur N. P., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Khmeinitzkiy National University, Khmeinitzsk, Ukraine);
- Storchak M. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Machine Institute of Stuttgart University, Stuttgart, Germany);
- Kushner V. S., Doctor of Engineering Sciences, Professor (State Technical University, Omsk, Russia);
- Vereshchaka A. S., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Moskov State Technical University “Stankin”, Moskov, Russia);
- Klimenko S. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (V. N. Bakul Institute of super hard materials of the National Academy of sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine);
- Trishch R. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian engineering and pedagogical Academy, Kharkov, Ukraine);
- Vitkin L. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Senior Advisor of the Administration of the President of Ukraine; Educational and scientific Institute of Master’s Programmes and Post-Graduate Education of the “KROK” University, Kiev, Ukraine);
- Ivachnenko A. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (South-west State University, Kursk, Russia);
- Otamanyuk V. M., Doctor of Engineering Sciences, Professor, National University “Lvov Polytechnics”, Lvov, Ukraine);
- Shaporev V. P., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Kharkov National Technical University “KhPI”, Kharkov, Ukraine);
- Roman Petrus, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Zheschuv Polytechnics, Zheschuv, Poland);
- Kamburg V. G., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Penza State University of Architecture and Construction, Penza, Russia);
- Franchischek Pokhipy, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Brno Technical University, Brno, Czech);
- Mikhal Varkhola, Doctor of Engineering Sciences, Professor (Slovak Technological University in Bratislava, Bratislava, Slovakia);
- Zharkovskiy A. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sankt-Petersburg State Polytechnic University, Sankt-Petersburg, Russia);
- Solozhentsev E. D., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Sankt-Petersburg State University of Aerospace Tool-Making, Sankt-Petersburg, Russia);
- Karakhanyan V. K., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Russian Federation of Pump Producers, Moscow, Russia);
- Sviderskiy V. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Ukrainian National Technical University “KPI”, Kiev, Ukraine);
- Sirenko G. A., Doctor of Engineering Sciences, Professor (Vasiliy Stefanik Ciscarpathian National University, Ivano-Frankovsk, Ukraine);
- Zacharenko A. V., Doctor of Engineering Sciences, Professor, (Closed Joint- Stock Company “BARRENS”, Sankt-Petersburg, Russia);

Павленко В. І., д-р техн. наук, професор
(Белгородський державний технологічний
університет ім. В. Г. Шухова, м. Белгород, Росія);
Шаповалов М. А., д-р техн. наук, професор
(Белгородський державний технологічний
університет ім. В. Г. Шухова, м. Белгород, Росія);
Колесніков В. І., д-р техн. наук, професор
(Ростовський державний університет шляхів
сполучення, м. Ростов, Росія);
Йімінг Кевін Ронг, д-р техн. наук, професор
(Вустерський політехнічний інститут, м. Вустер,
США);
Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор
(Інститут проблем машинобудування Національної
академії наук України, м. Харків,
Україна);
Чеслав Кундера, д-р техн. наук, професор
(Політехніка Свентокжиська, м. Кельце,
Польща);
Філімоніхін Г. Б., д-р техн. наук, професор
(Кіровоградський технічний університет,
м. Кіровоград, Україна);
Львов Г. І., д-р техн. наук, професор (Харківський
національний технічний університет «ХПІ»,
м. Харків, Україна);
Дзюба А. П., д-р фіз.-мат. наук, професор
(Дніпропетровський національний університет,
м. Дніпропетровськ, Україна);
Шубенко А. Л., д-р техн. наук, професор
(Інститут проблем машинобудування Національної
академії наук України, м. Харків,
Україна);
Гадяка В. Г., канд. техн. наук (Публічне акціонерне
товариство «Сумське машинобудівне науково-
виробниче об'єднання ім. М. В. Фрунзе», м. Суми,
Україна);
Йожеф Заець, д-р техн. наук, професор
(Технічний університет, м. Кошице,
Словаччина);
Карпусь В. Е., д-р техн. наук, професор (Академія
внутрішніх військ МВС України, м. Харків,
Україна).

Pavlenko V. I., Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Shukhov Belgorod State Technological
University, Belgorod, Russia);
Shapovalov M. A., Doctor of Engineering
Sciences, Professor (Shukhov Belgorod State
Technological University, Belgorod, Russia);
Kolesnikov V. I., Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Rostov State University of
Communications, Rostov, Russia);
Yiming Kevin Wrong, Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Worcester Polytechnic University,
Worcester, USA);
Matsevityi Yu. M., Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Institute of Machine- Building Problems of
The National Academy of Sciences of Ukraine,
Kharkov, Ukraine);
Cheslav Kundera, Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Polytechnica Sventokzhiska, Keltse,
Poland);
Filimonikhin G. B. ,Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Kirovograd Technical University,
Kirovograd, Ukraine);
Lvov G. I., Doctor of Engineering Sciences, Professor
(Kharkov National Technical University “KhPI”,
Kharkov, Ukraine);
Dzyuba A. P., Doctor of Physico-Mathematical
Sciences (Dnepropetrovsk State University,
Dnepropetrovsk, Ukraine);
Shubenko A. L., Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Institute of Machine- Building Problems of
The National Academy of Sciences of Ukraine,
Kharkov, Ukraine);
Gadyaka V. G., Candidate of Sciences (Engineering)
(Public joint-stock company “Frunze Sumy Machine-
Building Scientific and Production
Incorporation”);
Yozhef Zayats, Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Koshitse Technological Institute, Koshitse,
Slovakia);
Karpus V. E., Doctor of Engineering Sciences,
Professor (Academy of Internal Military Forces of the
Ministry of Home Affairs of Ukraine, Kharkov,
Ukraine).



СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ, СТАНКИ И ИНСТРУМЕНТЫ	● ○ ○ ○ ○ ○	A
В. Г. Евтухов, В. Б. Москаленко, П. Е. Самойлов, И. Г. Чижов, А. И. Шкурат, С. И. Бугаёв, Ю. А. Павленко Высокотемпературная эмаль и алюмооксидный керамический материал для изоляции спирали нагревателя сферического ионизатора масс-спектрометра		A 1–A 5
В. Б. Струтинский, А. С. Демьяненко Обоснование использования искусственных нейронных сетей для компенсации кинематических и динамических погрешностей станка параллельной кинематики		A 6–A 11
С. В. Швец Исходная инструментальная поверхность и проектирование режущего инструмента		A 12–A 19
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В МАШИНАХ И АППАРАТАХ	○ ● ○ ○ ○ ○	B
А. Е. Артюхов, А. Джаваид Расчет оптимального тепломассообменно-сепарационного элемента вихревой тарелки		B 1–B 7
В. С. Запорожченко, А. В. Запорожченко Моделирование конструкции привода кривошипного оборудования с пресованным маховиком		B 8–B 12
М. В. Найда Графоаналитический метод определения напорных характеристик центробежно-вихревых насосов		B 13–B 18
С. В. Пилипенко, И. В. Маркевич Метод расчета параметров настройки станов холодной пыльгерной прокатки труб, в приводе которых используется рычажная система		B 19–B 25
ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ. ГЕРМОМЕХАНИКА	○ ○ ● ○ ○ ○	C
В. Н. Бага О физическом моделировании лабиринтного уплотнения		C 1–C 7
А. В. Радионов О повышении надежности технологического оборудования предприятий ТЭК при использовании магнитожидкостных герметизирующих комплексов		C 8–C 15
ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ И МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ	○ ○ ○ ○ ● ○	E
О. Д. Дынный, В. А. Залого, А. В. Ивченко, Ю. А. Погоржельская, Н. В. Сущенко Оценка удовлетворенности заинтересованных сторон. Часть 1. Обзор методов оценки		E 1–E 6
И. А. Рой, Л. Д. Пляцук Оценка экологической безопасности систем централизованного питьевого водоснабжения в Украине		E 7–E 14



ЗМІСТ

ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ, ВЕРСТАТИ ТА ІНСТРУМЕНТИ	● ○ ○ ○ ○ ○	A
В. Г. Євтухов, В. Б. Москаленко, П. Є. Самойлов, І. Г. Чижов, А. І. Шкурят, С. І. Бугайов, Ю. А. Павленко Високотемпературна емаль та алюмооксидний керамічний матеріал для ізоляції спіралі нагрівача сферичного іонізатора мас-спектрометра		A 1–A 5
В. Б. Струтинський, А. С. Дем'яненко Обґрунтування використання штучних нейронних мереж для компенсації кінематичних та динамічних похибок верстата паралельної кінематики		A 6–A 11
С. В. Швець Вихідна інструментальна поверхня та проектування різального інструменту		A 12–A 19
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У МАШИНАХ ТА АПАРАТАХ	○ ● ○ ○ ○ ○	B
А. Є. Артюхов, А. Джаваїд Розрахунок оптимального тепломасообмінно-сепараційного елемента вихрової тарілки		B 1–B 7
В. С. Запорожченко, А. В. Запорожченко Моделювання конструкції привода кривошипного устаткування з напруженим маховиком		B 8–B 12
М. В. Найда Графоаналітичний метод визначення напірних характеристик відцентрово-вихрових насосів		B 13–B 18
С. В. Пилипенко, І. В. Маркевич Метод розрахунку параметрів налаштування станів холодного пільгерного прокатування труб, у приводі яких використовується важільна система		B 19–B 25
ДИНАМІКИ ТА МІЦНІСТЬ. ГЕРМОМЕХАНІКА	○ ○ ● ○ ○ ○	C
В. Н. Бага Про фізичне моделювання лабіринтного ущільнення		C 1–C 7
О. В. Радіонов Про підвищення надійності технологічного обладнання підприємств ПЕК при використанні магніторідинних герметизуючих комплексів		C 8–C 14
ТЕХНІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТА МЕТРОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	○ ○ ○ ○ ● ○	E
О. Д. Динник, В. О. Залого, О. В. Івченко, Ю. О. Погоржельська, Н. В. Сущенко Оцінка задоволеності зацікавлених сторін. Частина 1. Огляд методів оцінювання		E 1–E 6
І. О. Рой, Л. Д. Пляцук Оцінка екологічної безпеки систем централізованого питного водопостачання в Україні		E 7–E 14



CONTENTS

ENGINEERING, MACHINES AND TOOLS	● ○ ○ ○ ○ ○	A
V. G. Evtuhov, V. B. Moskalenko, P. E. Samoylov, I. G. Chizhov, A. I. Shkurat, S. I. Bugaev, Y. A. Pavlenko High temperature enamel and alumina ceramic material for insulation spiral heater spherical ionizer of mass spectrometers		A 1–A 5
V. Strutynsky, A. Demyanenko The substantiation of using the artificial neural networks to compensate the kinematic and dynamic errors of parallel kinematics machine tool		A 6–A 11
S. V. Shvets Initial tool surface and projection of the cutting instrument		A 12–A 19
INVESTIGATION OF WORK PROCESSES IN MACHINES AND DEVICES	○ ● ○ ○ ○ ○	B
A. Y. Artyukhov, Javid Adeel Calculation of optimal design of heat-mass transfer separation vortex trays		B 1–B 7
V. S. Zaporozhchenko, A. V. Zaporozhchenko Modeling of crank equipment drive construction with pressed flywheel		B 8–B 12
M. V. Naida Graphic-analytical method of defining pressure characteristics of centrifugal-vortex pumps		B 13–B 18
S. Pilipenko, I. Markevich The method for calculating the parameters of the lever system adjustment for cold rolling mills		B 19–B 25
DYNAMICS AND STRENGTH. SEALING MECHANICS	○ ○ ● ○ ○ ○	C
V. N. Baha Physical modeling of the labyrinth seal		C 1–C 7
A. Radionov On increasing the reliability of the process equipment of energy companies using magnetic-sealing systems		C 9–C 15
TECHNICAL REGULATION AND METROLOGICAL SUPPORT	○ ○ ○ ○ ● ○	E
O. D. Dynnik, V. O. Zaloga, O. V. Ivchenko, Y. O. Pogorzhevska, N. V. Suschenko Assessment of stakeholder satisfaction. Part 1. Overview of assessment methods		E 1–E 6
I. O. Roy, L. D. Plyatsuk Ecological safety assessment of centralized water supplies in Ukraine		E 7–E 14



Высокотемпературная эмаль и алюмооксидный керамический материал для изоляции спирали нагревателя сферического ионизатора масс-спектрометра

В. Г. Евтухов¹⁾, В. Б. Москаленко²⁾, П. Е. Самойлов³⁾, И. Г. Чижов⁴⁾,
А. И. Шкурят⁵⁾, С. И. Бугаёв⁶⁾, Ю. А. Павленко⁷⁾

¹⁾ Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина
^{2), 3), 4), 5), 6), 7)} Институт прикладной физики НАН Украины,
ул. Петропавловская, 58, 40000, Сумы, Украина

Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

11 May 2014

15 September 2014

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ v-evtyhov@yandex.ru

²⁾ moskalenko@ipflab.sumy.ua

³⁾ samojlov@anonim.net

⁴⁾ chuzhov@ipfcentr.sumy.ua

⁵⁾ shkyrat@ipfcentr.sumy.ua

⁶⁾ bugoj@anomin.ua

⁷⁾ pavlenko@ipfcentr.sumy.ua

В настоящее время актуальной задачей является создание керамических изоляционных материалов с температурным коэффициентом линейного расширения (ТКЛР), равным ТКЛР изолируемых деталей.

В статье рассмотрены вопросы определения состава высокотемпературной эмали и изолирующего керамического материала, рассчитаны их ТКЛР. Определены зависимости усадки керамического материала от размера частиц оксида алюминия, найдены оптимальные размеры этих частиц и соотношение между твердой и жидкой составляющими в процессе обжига. При спекании предложенного материала образуется двухфазная система, состоящая из зерен оксида алюминия с размером частиц 20...25 мкм и стеклофазы состава Al_2O_3 , SiO_2 , B_2O_3 и Na_2O с изначальными размерами частиц в пределах 1...2 мкм.

В результате проведенных исследований разработан состав высокотемпературной эмали для изоляции корпусов ионизаторов масс-спектрометров от нагревательных элементов, а также состав изолирующего керамического материала, имеющего ТКЛР равные ТКЛР молибдена и не имеющего усадки при спекании.

Ключевые слова: керамический изоляционный материал, температурный коэффициент линейного расширения, процесс обжига, высокотемпературная эмаль, масс-спектрометр.

1. ВВЕДЕНИЕ

В различных отраслях промышленности все шире начинают применяться нано-технологии, внедрение которых невозможно без всестороннего анализа изотопного состава применяемых веществ.

Создание приборов нового поколения для сверхчувствительного анализа изотопного состава вещества, когда концентрация радиоактивного изотопа может составлять 10^{-12} – 10^{-14} в сравнении с основным изотопом, требует развития новых направлений в машиностроении, разработки новых материалов с высоким уровнем физико-механических и эксплуатационных свойств [1]. Например, для работы ионизатора ускорительного масс-спектрометра (рис. 1), который фокусирует полусферической поверхностью на мишени-образце поток ионов цезия Cs^+ в вакууме ($1 \cdot 10^{-7}$ Па), необходимо обеспечить температуру поверхности ионизатора в диапазоне 1100–1150 °С [2].

Корпус 1 и спираль 2 нагревателя рассматриваемого ионизатора выполнены из молибдена МЧ, при

этом спираль 2 одним концом приварена к корпусу 1, а другой конец спирали выводится из полости нагревателя через отверстие в керамическом изоляторе 4. Три ввода 3 напряжения приварены к корпусу 1 с шагом 120° [3]. Материал молибденовой спирали при нагреве в вакууме испаряется, что может привести к короткому замыканию витков и выходу из строя не только ионизатора, но и всего дорогостоящего масс-спектрометра. Поэтому полость корпуса 1 со спиралью 2 необходимо заполнить керамической массой 6, изолирующей витки спирали. Кроме того, для изоляции спирали 2 от корпуса 1 последний нужно дополнительно покрыть высокотемпературной электроизоляционной эмалью 5.

Зарубежные аналоги ионизаторов изготавливаются с использованием дорогостоящих высокотемпературных вакуумных печей, а изолирующий слой на корпус наносится с помощью плазменно-детонационного напыления керамики. В итоге, такие ионизаторы по стоимости обходятся с доставкой на порядок дороже предлагаемого.

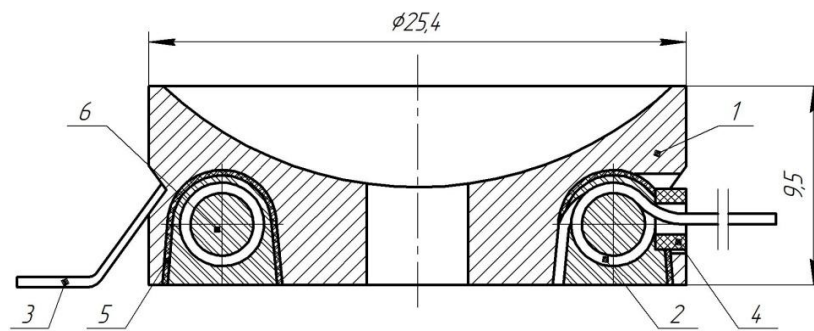


Рис. 1. Ионизатор ускорительного масс-спектрометра: 1 – корпус; 2 – спираль нагревателя; 3 – вывод; 4 – изолятор; 5 – слой изолирующей эмали; 6 – керамический материал

И тем не менее изолирующий слой загрязняется элементами эродирующего электрода, что снижает эффективность защитного покрытия и эксплуатационную надежность ионизатора в целом.

Целью работы является разработка состава высокотемпературной эмали для изоляции корпусов ионизаторов масс-спектрометров от нагревательных элементов, а также состава изолирующего керамического материала, имеющего температурный коэффициент линейного расширения (ТКЛР) равный ТКЛР молибдена и не имеющего усадки при спекании.

2. ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Известные высокотемпературные эмали имеют ТКЛР значительно отличающийся от ТКЛР молибдена, что приводит к растрескиванию и скалыванию эмали от корпуса ионизатора, нарушению целостности изоляционного слоя [4]. В то же время известно, что оксид алюминия имеет ТКЛР близкий к ТКЛР молибдена. Поэтому именно оксид алюминия был выбран в качестве основы для эмали.

В ходе предварительных исследований в состав эмали вошли (в мас. %): оксид алюминия Al_2O_3 – 50...55 %; оксид кремния SiO_2 – 25...30 %; оксид натрия Na_2O – 10...14 %, оксид бора B_2O_3 – 4...6 % и оксид калия K_2O – 3...5 %.

Приготовление шликера и подготовка поверхности эмалируемого изделия выполнялось по существующим методикам [4], используемым в технологии эмалирования. Для приготовления 100 г шихты (в пересчете на сухие вещества) отвешивались оксиды элементов (ХЧ) в количестве: Al_2O_3 – 50...55 г; SiO_2 – 25...30 г; Na_2O – 10...14 г, B_2O_3 – 4...6 г, K_2O – 3...5 г. Шихту для эмали получали раздельным измельчением порошков в неводной среде до такой дисперсности, при которой содержание частиц размером, не превышающим 2 мкм, составляло не менее 95 об. %. После этого порошки смешивались и добав-

лялось 50 г этилового спирта. В результате параметры готового шликера составляют по объемной массе: 1,48 – 1,50 г/см³, по консистенции: 4,0 – 4,2 г/дм².

Приготовленный шликер наносили на поверхность камеры нагревателя ионизатора и производили его сушку при температуре 100 °С. Обжиг приготовленной смеси осуществляли в защитной среде аргона при температуре 1380 °С.

Необходимый оптимальный состав эмали был определен экспериментально (в мас. %): оксид алюминия Al_2O_3 – 53 %, оксид кремния SiO_2 – 27 %, оксид натрия Na_2O – 11 %, оксид бора B_2O_3 – 5 %, оксид калия K_2O – 4 %. Критерием оптимальности было требование обеспечения равенства ТКЛР с молибденом и отсутствие усадки при спекании.

При расчете ТКЛР эмали учитывались исследования Аппена А. А. [6], экспериментально показавшего, что температурный коэффициент линейного расширения зависит от химического состава стеклофазы: ТКЛР эмали понижается при повышении содержания в ней оксидов Al_2O_3 , B_2O_3 ; сильно увеличивают ТКЛР эмалей щелочные оксиды K_2O , Na_2O .

Определение ТКЛР по Кингери У. Д. [7] проводилось с учетом того, что термическое расширение сложных веществ, например полифазной керамики, не является аддитивным, но в некоторых случаях оно может быть рассчитано по сумме свойств отдельных фаз. Например, для тел с непрерывной структурой ТКЛР (α) рассчитывают по формуле:

$$\alpha = \sum \alpha_i n_i / 100, \quad (1)$$

где α – приближенно-усредненная парциальная величина влияния i -го компонента (его вклад в α стекла); n_i – массовое процентное содержание i -го компонента.

Для определения ТКЛР предложенной эмали в интервале температур 20 – 1400 °С мы воспользовались экспериментальными данными Аппена А. А. для оксидов в полифазной эмали (10⁻⁷°С⁻¹):

$$\alpha (Al_2O_3) = -30; \alpha (SiO_2) = 25; \alpha (Na_2O) = 390; \alpha (B_2O_3) = -28; \alpha (K_2O) = 490. \quad (2)$$

В итоге, ТКЛР эмали:

$$\alpha = \{ [53 \cdot (-30) + 27 \cdot 25 + 11 \cdot 390 + 5 \cdot (-28) + 4 \cdot 490] / 100 \} \cdot 10^{-7} (^\circ C^{-1}) = 5,195 \cdot 10^{-6} (^\circ C^{-1}) \approx 5,2 \cdot 10^{-6} (^\circ C^{-1}). \quad (3)$$

Таким образом, расчетный ТКЛР предложенной эмали равен $5,2 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ C^{-1}$.

ТКЛР образца эмали, определенный экспериментально на dilatометре ДКВ-4 так же оказался равным $5,2 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ C^{-1}$.

Таким образом ТКЛР предлагаемого состава эмали $5,2 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ C^{-1}$. Он отличается от ТКЛР молибдена всего на $0,2 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ C^{-1}$. Плотность эмали составила 2560 кг/м³.

Известно, что при нагреве в присутствии кислорода молибден становится хрупким, а при 700 °С окисляется до оксида молибдена. Поэтому предлагаемую эмаль можно использовать еще и для создания защитного слоя на поверхности молибдена при горячей штамповке, и в качестве защитного слоя на поверхностях изделий из молибдена для их защиты от окисления при кратковременном нагреве в атмосфере до температуры 600...900 °С. Более того, эмаль можно использовать для создания электроизоляционного слоя на поверхности не только молибдена, но и сплава НК29 (ковара).

Предлагаемая технология изготовления изолирующей эмали и керамического материала ионизатора масс-спектрометра от отличие от зарубежного метода плазменно-детонационного напыления в 10 – 15 раз дешевле и позволяет избежать загрязнения элементами эродирующего электрода.

Для оценки эксплуатационной надежности предлагаемого состава эмали были проведены сравнительные испытания с грунтовыми эмалями ЭСГ-31 и ЭСГ-53 ГОСТ 24405. Образцы в форме диска из молибдена диаметром 16 мм и толщиной 4 мм покрытые эмалью ЭСГ-53 выдержали 8 теплосмен 20 – 1200 °С до растрескивания покрытия. На аналогичном образце, покрытом ЭСГ-31, при 1200 °С произошло обгорание эмалевого покрытия. Термостойкость предлагаемого состава эмали составила 20...25 теплосмен (20 – 1200 °С), что соответствует термостойкости зарубежных аналогов эмали.

Керамический материал для заполнения полости корпуса ионизатора, где размещается спираль нагревателя, также должен иметь ТКЛР равный температурному коэффициенту линейного расширения молибдена и не иметь усадки при спекании, чтобы не вызвать отрыва спирали от корпуса.

Очевидно, что такая керамика должна разрабатываться также на основе оксида алюминия, имеющего ТКЛР близкий к температурному коэффициенту линейного расширения молибдена. Но все известные керамические материалы имеют при спекании определенную усадку [5].

Исходя из этого, было предложено обеспечить отсутствие усадки при спекании за счет создания двухфазного керамического материала из оксида алюминия определенного гранулометрического состава и стеклофазы состава: Al_2O_3 , SiO_2 , B_2O_3 и Na_2O .

Керамический материал, изолирующий витки спирали нагревателя друг от друга в зарубежных аналогах, представляет собой порошок оксида алюминия, сплавленного в местах касания частиц друг с другом. Температура плавления оксида алюминия превышает 1700 °С, поэтому для изготовления ионизатора и применяется высокотемпературная вакуумная печь. При использовании предложенного состава керамического материала удалось снизить температуру спекания до 1380 °С, поскольку частицы оксида алюминия не сплавляются в местах соединения друг с другом, а соединяются при помощи стеклофазы, образующейся из добавок с иным, более тонким гранулометрическим составом.

Шихту для стеклофазы, как и в предыдущем случае, получали раздельным измельчением порошков

в неводной среде до такой дисперсности, при которой содержание частиц, размером, не превышающим 2 мкм, составляло не менее 95 об. %, с последующим смешением порошков, заполнением термической камеры молибденового корпуса ионизатора и спеканием. Спекание осуществляли в защитной среде аргона на экспериментальной установке ИПФ4.474.002 при температуре, близкой к температуре появления расплава стеклофазы (1380 °С).

В ходе предварительных исследований было определено, что на подбор керамического материала, у которого отсутствует усадка при спекании, наибольшее влияние оказывает гранулометрический состав оксида алюминия. Исследовалась усадка образцов с начальными размерами: диаметр – 16 мм, высота – 5 мм и изменением размеров частиц Al_2O_3 в пределах от 5 до 40 мкм. Практически полное отсутствие усадки удалось достичь применением частиц оксида алюминия Al_2O_3 размером в пределах 20...25 мкм (рис. 2).

При малых размерах частиц исследуемые образцы спекаются до получения необходимой конструкционной прочности при температурах от 1200 °С, при этом они имеют определенную усадку (рис. 2). Эта усадка связана с тем, что частицы оксида алюминия располагаются в образующемся расплаве стеклофазы более упорядоченно. С ростом размера частиц оксида алюминия усадка уменьшается, т.к. получающейся стеклофазы недостаточно, чтобы «компактно уложить» частицы оксида алюминия. Наконец, при размере частиц 20...25 мкм (при температуре спекания 1380 °С) наступает момент, когда частицы оксида алюминия остаются «неупорядоченными», а стеклофазы хватает лишь на то, чтобы соединить спеканием между собой эти частицы для необходимой конструкционной прочности – при этом усадка отсутствует. С дальнейшим увеличением размера частиц оксида алюминия количества стеклофазы не хватает для соединения этих частиц. Чтобы получить необходимую прочность нужно увеличивать температуру спекания. При этом начинается плавление частиц оксида алюминия на границах зерно-расплав стеклофазы. Количество стеклофазы увеличивается и начинается опять «упорядочивание» частиц оксида алюминия. Соответственно, опять начинается рост величины усадки. Кроме того, при определенной температуре (выше 1400 °С) начинается кристаллообразование в зернах оксида алюминия, сопровождающееся дополнительным увеличением размера усадки.

Рисунок 3 иллюстрирует зависимость необходимой температуры спекания (т. е. такой температуры, при которой образец получает необходимую конструкционную прочность) от размеров частиц оксида алюминия в образцах.

С увеличением размера частиц температура спекания линейно возрастает. Очевидно, что для достижения необходимой прочности в образцах с величиной зерна превышающей 25 мкм, необходима такая температура, при которой начинается кристаллообразование в зернах оксида алюминия, сопровождающееся увеличением размера усадки.

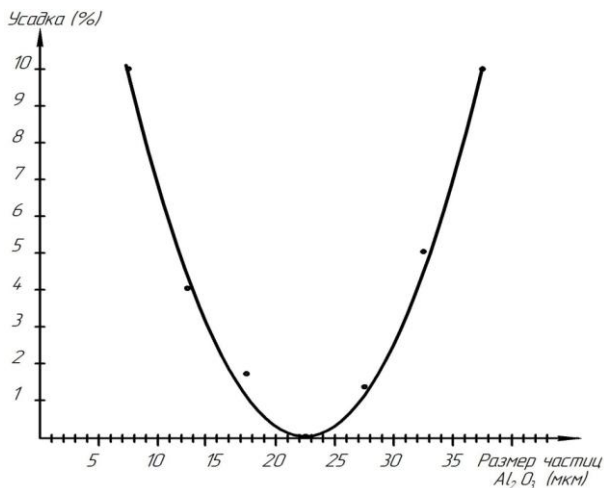


Рис. 2. Изменение усадки керамического материала в зависимости от размеров частиц оксида алюминия

В результате, при спекании предложенного материала образуется двухфазная система, состоящая из зерен оксида алюминия с размером частиц 20...25 мкм и стеклофазы состава Al_2O_3 , SiO_2 , B_2O_3 и Na_2O с изначальными размерами частиц в пределах 1...2 мкм. Такая система обеспечивает равенство температурного коэффициента линейного расширения изолятора, молибденовой спирали и корпуса ионизатора и отсутствие усадки.

Таким образом, в результате проведенных экспериментальных исследований был определен общий состав предлагаемого керамического материала, мас. %:

- оксид алюминия Al_2O_3 – 80% (в том числе с размером частиц материала 20...25 мкм - 77,5% и с размером частиц 1...2 мкм – 2,5%);
- оксид кремния SiO_2 – 15%;
- оксид бора B_2O_3 – 3,5%;
- оксид натрия Na_2O – 1,5%.

При этом, размер частиц SiO_2 , B_2O_3 и Na_2O составлял 1...2 мкм.

High temperature enamel and alumina ceramic material for insulation spiral heater spherical ionizer of mass spectrometers

V. G. Evtuhov¹⁾, V. B. Moskalenko²⁾, P. E. Samoylov³⁾, I. G. Chizhov⁴⁾,
A. I. Shkurat⁵⁾, S. I. Bugaev⁶⁾, Y. A. Pavlenko⁷⁾

¹⁾ Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

^{2), 3), 4), 5), 6), 7)} Institute of Applied Physics NAS Ukraine, 58, Petropavlivska Str., Sumy, 40000, Sumy, Ukraine

Development of ceramic insulating materials with the coefficient of temperature linear expansion, equal to the coefficient of temperature linear expansion (CTLE) of isolated details is of high importance nowadays.

This article concerns questions of definition of high-temperature enamel and isolating ceramic material composition. Dependences of ceramic material shrinkage on the size of particles of oxide of aluminum are defined, the optimum sizes of these particles and a ratio between firm and liquid components in the course of roasting are found. Annealing of the suggested material results into a two-phase system consisting of grains of aluminum oxide with particles size of 20...25 microns and a glass phase of structure of Al_2O_3 , SiO_2 , B_2O_3 and Na_2O with initial size of particles within 1...2.

As a result of the conducted study the following conclusions may be drawn: the developed composition of high-temperature enamel provides reliable isolation of ionizers cases for mass spectrometers from heating elements; and the composition of an isolating ceramic material provides equality of CTLE of ceramics, of a material of the case and a heater spiral, and also no-shrink condition at agglomeration.

Key words: the ceramic insulating material, the temperature coefficient of linear expansion, firing process, high temperature enamel, mass spectrometer.

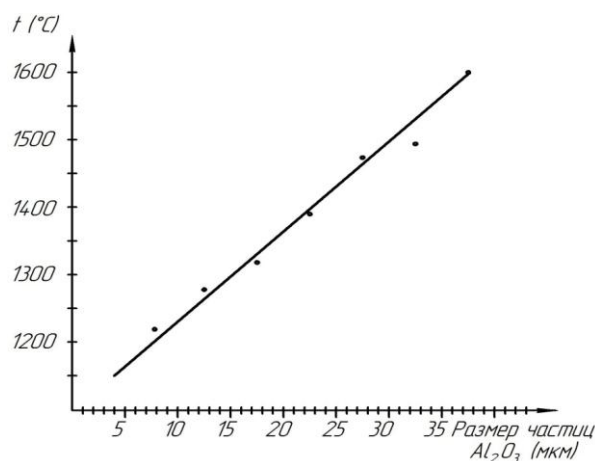


Рис. 3. Зависимость температуры спекания керамического материала от размеров частиц оксида алюминия

3. ВЫВОДЫ

Таким образом, разработаны составы высокотемпературной эмали и изолирующего керамического материала, которые обеспечивают равенство температурного коэффициента линейного расширения керамики, материала корпуса и спирали нагревателя из молибдена ионизатора масс-спектрометра.

Подбор гранулометрического состава керамического материала обеспечивает отсутствие усадки при спекании. При этом, термостойкость предложенного керамического материала, определяемая количеством выдерживаемых теплосмен, находится на уровне зарубежных аналогов, а его стоимость значительно ниже.

Все это обеспечивает надежную изоляцию корпусов ионизаторов от нагревательных элементов и их эффективную работу в масс-спектрометрах.

Високотемпературна емаль та алюмооксидний керамічний матеріал для ізоляції спіралі нагрівача сферичного іонізатора мас-спектрометра

В. Г. Євтухов¹⁾, В. Б. Москаленко²⁾, П. Є. Самойлов³⁾, І. Г. Чижев⁴⁾,
А. І. Шкурат⁵⁾, С. І. Бугайов⁶⁾, Ю. А. Павленко⁷⁾

¹⁾ Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна
^{2), 3), 4), 5), 6), 7)} Інститут прикладної фізики НАН України, вул. Петропавлівська, 58, 40000, Суми, Україна

На цей час актуальним завданням є створення керамічних ізоляційних матеріалів з температурними коефіцієнтами лінійного розширення (ТКЛР) рівними ТКЛР ізолюваних деталей.

В статті розглянуті питання визначення складу високотемпературної емалі і ізолюючого керамічного матеріалу, розраховано їх ТКЛР. Визначено залежності усадки керамічного матеріалу від розміру частинок оксиду алюмінію, знайдено оптимальні розміри цих частинок і співвідношення між твердою та рідкою складовими в процесі обпалення. При спіканні запропонованого матеріалу створюється двофазна система, яка складається з зерен оксиду алюмінію з розмірами частинок 20...25 мкм та склофазі складу Al_2O_3 , SiO_2 , B_2O_3 і Na_2O з вихідними розмірами частинок 1...2 мкм.

В результаті проведених досліджень розроблено склад високотемпературної емалі для ізоляції корпусів іонізаторів мас-спектрометрів від нагрівальних елементів, а також склад ізолюючого керамічного матеріалу, що має ТКЛР рівний ТКЛР молібдену і не має усадки при спіканні.

Ключові слова: керамічний ізоляційний матеріал, температурний коефіцієнт лінійного розширення, процес випалення, високотемпературна емаль, мас-спектрометр.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Tuniz C. Accelerate mass spectrometry: ultrasensitive analysis for global / C. Tuniz, J. Bird. // D. Fink et al. CRC. – 1998. – P. 3.
2. Ускорительный масс-спектрометр / [Н. И. Климовский, А. Д. Гончаров, В. С. Канеев и др.] // Журнал технической физики. – 2009. – Т. 79. – Вып. 9. – С. 29.
3. Хеджес Р. Масс-спектрометрический метод радиоуглеродной датировки с использованием ускорителя / Р. Хеджес, Д. Гаулетт // Scientific American. – January, 1986. – Vol. 254. – No. 1. – P. 46.
4. Ткачев А. Г. Технология эмали и защитных покрытий.: учеб. пособие / А. Г. Ткачев, А. С. Кушнарв, А. Я. Козьярский; под ред. А. П. Зубехина. – Новочеркасск: Новочеркасск. гос. техн. ун-т, 1993. – 107 с.
5. Химическая технология керамики: учеб. пособие для вузов / [под. ред. проф. И. Я. Гузмана]. – М.: ООО РИФ «Стройматериаль», 2003. – 496 с.
6. Аппен А. А. Химия стекла / А. А. Аппен. – Л.: Химия, 1974. – 352 с.
7. Кингери У. Д. Введение в керамику / У. Д. Кингери. – М.: Стройиздат, 1967. – 500 с.

REFERENCES

1. Tuniz C., Bird J. (1998). D. Fink et al. CRC, pp. 3.
2. Klimovskiy N. I., Goncharov A. D., Kaneev V. S. i dr. (2009). Zhurnal tehnicheckoy fiziki. Issue 79, Vol. 9, pp. 29. [in Russian].
3. Hedzhes R., Gaulett D. (1986). Scientific American. Vol. 254, Issue 1, pp. 46.
4. Tkachev A. G., Kushnarev A. S., Kozyarskiy A. Ya.; pod red. A. P. Zubechina. (1993). Tehnologiya emali i zaschitnyih pokryitiy: ucheb. Posobie. Novocherkassk, Novocherkassk. gos. tehn. un-t, 107 p. [in Russian].
5. Guzman I. Ya. Himicheskaya tehnologiya keramiki: ucheb. posobie dlya vuzov. (2003). M., ООО RIF «Stroymateri-alyi», 496 p. [in Russian].
6. Appen A. A. (1974). Himiya stekla. L., Himiya, 352 p. [in Russian].
7. Kingeri U. D. (1967). Vvedenie v keramiku. M., Stroyizdat, 500 p. [in Russian].



Обґрунтування використання штучних нейронних мереж для компенсації кінематичних та динамічних похибок верстата паралельної кінематики

В. Б. Струтинський¹⁾, А. С. Дем'яненко²⁾

^{1),2)}Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
пр-т ім. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Article info:

Paper received:

30 May 2014

The final version of the paper received:

11 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ kvm_mmi@mail.ru

²⁾ a.s.demyanenko@gmail.com

Розроблено систему активного контролю просторового положення інструмента верстата паралельної кінематики. Розглянуто метод компенсації кінематичних та динамічних похибок верстата паралельної кінематики за допомогою використання штучних нейронних мереж, що навчаються на базі пропорційно-диференціального регулятора. На основі експериментальних даних перехідного процесу, що виникає при зміні траєкторії руху платформи верстата, проведено апробацію розробленого пропорційно-диференціального регулятора, результат роботи якого використано для навчання штучної нейронної мережі. Обґрунтовано доцільність використання штучних нейронних мереж у системах зворотного зв'язку верстатів паралельної кінематики на основі аналізу дисперсії результатів її навчання.

Ключові слова: верстат паралельної кінематики, система активного контролю, зворотній зв'язок, пропорційно-диференціальний регулятор, штучна нейронна мережа, дисперсія, експериментальні дані.

1. ВСТУП

Верстати паралельної кінематики є прогресивним обладнанням, що забезпечує можливість обробки складнопрофільних поверхонь, має низьку матеріало- та енергоємність [1]. Але при цьому в зв'язку із незадовільними параметрами жорсткості несучої системи, випадковими коливальними процесами у приводах [2], термічними деформаціями [3] точність просторового положення виконавчого органу верстата $\delta = 0,1$ мм, що не відповідає навіть класу точності Н. Підвищення кінематичної та динамічної точності верстатів за рахунок корекції керуючих сигналів у системі зворотного зв'язку між системою активного контролю та приводами, що забезпечують переміщення платформи [4], дає можливість підвищити точність до класу П. Аналіз літературних джерел показав, що не було досвіду розроблення та експериментальних досліджень точності верстатів паралельної кінематики із системою активного контролю, і ця проблема є новою.

На сьогодні одним із перспективних методів корекції законів керування за допомогою зворотного зв'язку є використання штучних нейронних мереж [5]. Нейронні мережі забезпечують адаптацію системи керування до зміни геометричних параметрів верстатів цієї групи та доквілля, що дасть можливість використовувати таке обладнання в різних температурних умовах, забезпечить повноцінну мобільність та можливість використання верстатів паралельної кінематики як мобільних комплексів: встановлювати їх у

різних конфігураціях у різних місцях. Крім того, штучні нейронні мережі використовуються для синтезу адаптивних регуляторів [6], що є дуже актуальним для верстатів паралельної кінематики, в яких перехідні процеси, що спостерігаються при зміні траєкторії руху, описуються функціями аперіодичної ланки другого порядку.

2. ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Метою цієї роботи є розроблення системи активного контролю верстата паралельної кінематики із реалізацією зворотного зв'язку в системі керування для компенсації кінематичних та динамічних похибок під час роботи верстатів цього типу.

Для вирішення цієї мети були поставлені такі завдання:

- розроблення системи активного контролю верстата паралельної кінематики;
- розроблення пропорційно-диференціального регулятора та його апробація для компенсації похибок позиювання, що виникають при зміні траєкторії руху платформи верстата;
- формування та навчання нейронної мережі на базі розробленого пропорційно-диференціального регулятора, аналіз результатів навчання та перспектив її використання у системах зворотного зв'язку верстатів паралельної кінематики.

3. СИСТЕМА АКТИВНОГО КОНТРОЛЮ

Верстат паралельної кінематики із системою активного контролю (рис. 1) містить шість вимірювальних перетворювачів лінійних переміщень 1, які встановлюються над штангами верстата 2 [4]. Перетворювачі шарнірно з'єднані з додатковим несучим поясом 3 та додатковою платформою 4, що жорстко закріплена на рухомій платформі верстата 5. При обробці деталі 6 інструментом 7 сигнал із перетворювачів передається на блок АЦП і далі на персональний комп'ютер, на якому встановлено спеціально розроблене програмне забезпечення в середовищі LabView для зведення отриманих даних до векторної форми, розрахунку та відображення фактичного просторового положення інструмента верстата паралельної

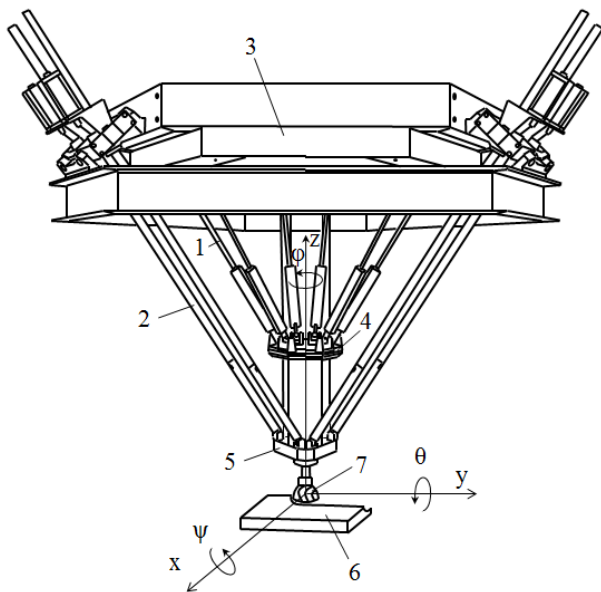


Рис. 1. Конструктивна схема верстата паралельної кінематики з системою активного контролю

Результати експериментальних досліджень, що проводилися при різних характерних траєкторіях руху платформи верстата, показали, що при зміні напрямку руху платформи спостерігається перехідний процес. Було запропоновано проводити корекцію керуючих сигналів для компенсації похибки позиціонування інструмента під час перехідного процесу за допомогою використання цифрового пропорційно-диференціального регулятора [7, 8]. Він формує керуючий сигнал для привода $V(t)$, який є сумою двох складових. Перша складова пропорційна різниці вхідного сигналу та сигналу зворотного зв'язку Δ (розузгодження видовження штанг верстата), друга –

$$y(t) = a_1 \cdot e^{-\left(\frac{t-b_1}{c_1}\right)^2} + a_2 \cdot e^{-\left(\frac{t-b_2}{c_2}\right)^2} + a_3 \cdot e^{-\left(\frac{t-b_3}{c_3}\right)^2} . \quad (1)$$

Апроксимовано перехідний процес, що виникає на початку руху платформи верстата вздовж вертикальної осі координат Z . Закон зміни у часі видовження штанги верстата 2 було порівняно із законом, що задається системою ЧПК. Він являє собою кусково-лінійну функцію 1 (рис. 5).

кінематики за шестивимірним вектором координат – три лінійні координати x, y, z та три відповідні кутові координати ψ, θ, φ .

Як вимірювальні штанги використано потенціометричний перетворювач лінійних переміщень моделі РС-М-200, який шарнірно встановлено між додатковою та рухомою платформами верстата (рис. 2). Шляхом комп'ютерного моделювання руху платформи верстата в середовищі Autodesk Inventor було визначено, що закони зміни довжин штанг верстата L_i та штанг системи активного контролю V_i подібні. Це дало можливість визначати просторове положення рухомої платформи верстата Π на основі значень видовження вимірювальних штанг [4].

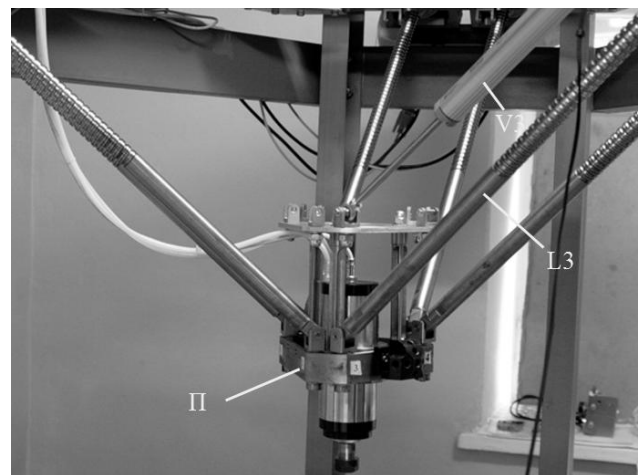


Рис. 2. Реалізація системи активного контролю верстата паралельної кінематики

похідна сигналу розузгодження d/dt (рис. 3).

На основі наведеної блок-схеми було розроблено пропорційно-диференціальний регулятор у середовищі LabView. Апробація запропонованого регулятора проводилася на основі експериментальних даних перехідного процесу, що спостерігається при зміні траєкторії руху платформи верстата. Результати експериментальних даних видовження вимірювальної штанги верстата (рис. 4 а) були апроксимовані (рис. 4 в) у середовищі Matlab та представлені у вигляді графічної залежності (рис. 4 б), що аналітично описується рівнянням:

Сигнал розузгодження, який було розраховано за допомогою пропорційно-диференціального регулятора, подано у вигляді графічної залежності (рис. 6), а відповідні значення видовження штанг зведено в окремий масив даних.

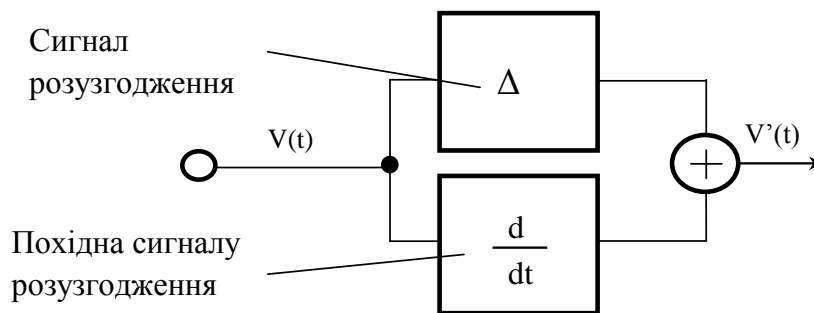


Рис. 3. Блок-схема пропорційно-диференціального регулятора для корекції керуючих сигналів привода верстата паралельної кінематики

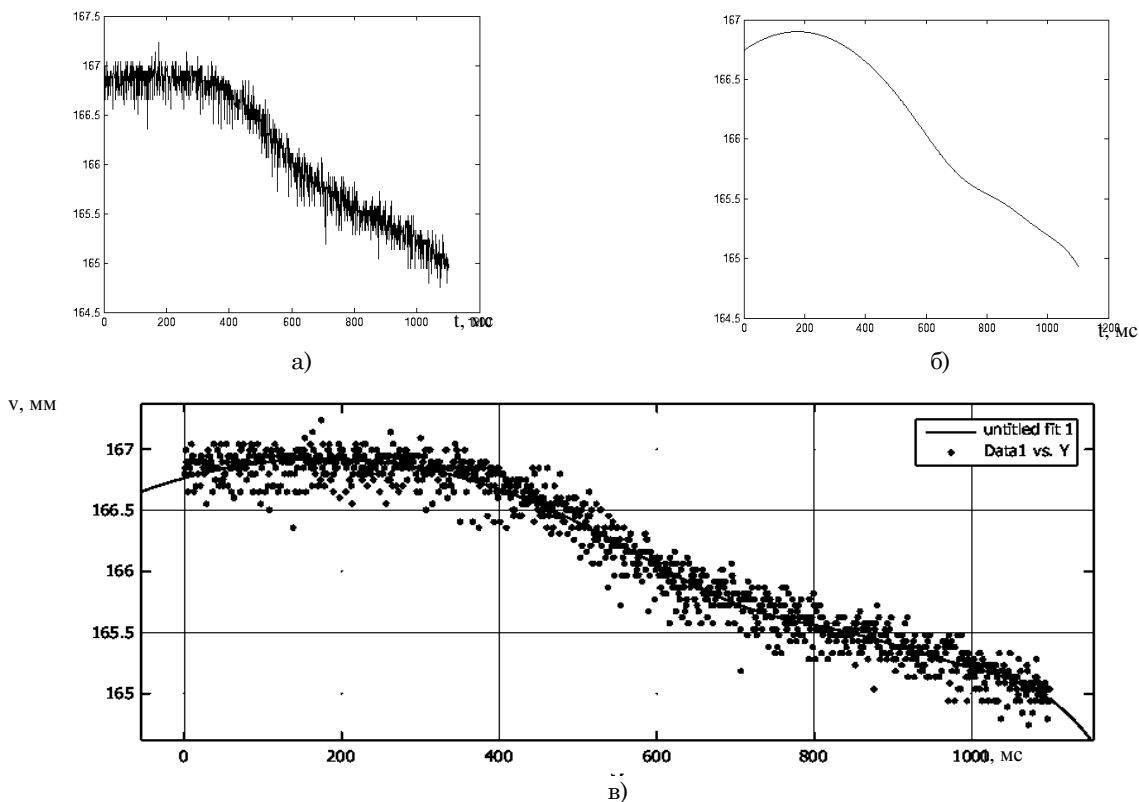


Рис. 4. Графічна залежність перехідного процесу при зміні напрямку руху платформи верстата: а) експериментальні дані з перетворювача; б) результат апроксимації експериментальних даних; в) вікно налаштування параметрів апроксимації експериментальних даних

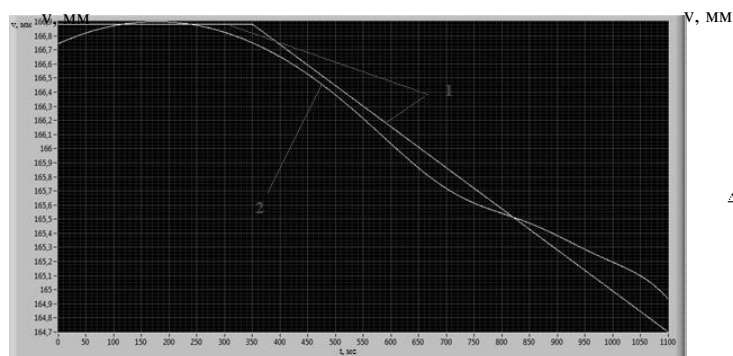


Рис. 5. Теоретичне видовження штанги в системі ЧПК та апроксимовані експериментальні значення

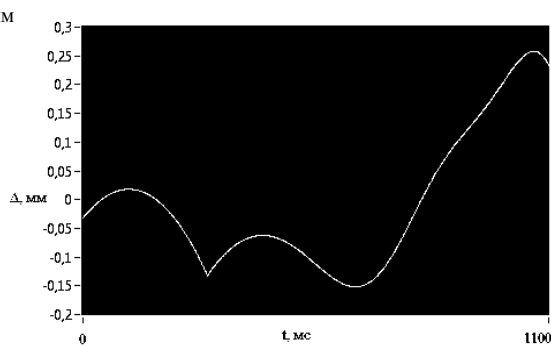


Рис. 6. Розрахований сигнал розузгодження під час перехідного процесу

Після внесення розрахованих кореляційних значень до системи ЧПК верстата було сформовано керуючий сигнал $V'(t)$, що забезпечує видовження

штанг верстата паралельної кінематики з точністю до 0,01 мм.

Нейронна мережа на базі пропорційно-диференціального регулятора.

Використання пропорційно-диференціальних регуляторів забезпечує можливість регулювання видовження штанги верстата, але при проектуванні системи активного контролю, в якій використано 6 вимірювальних перетворювачів, виникає необхідність обробки та корекції великих масивів даних в онлайн-режимі за короткий проміжок часу. У цьому випадку доцільним є використання нейронних мереж для регулювання керуючих сигналів.

Існує декілька варіантів формування штучних нейронних мереж: під час навчання з учителем, без вчителя та з підкріпленням. На початковому етапі було використано навчання з учителем для апроксимації результатів експериментальних даних перехідного процесу, що спостерігається при зміні траєкторії руху платформи.

Модель-клас f , яку було використано, застосовує номерний параметр W для класифікації кожного вхідного вектора x відповідно до очікуваного виходу y та аналітично описується залежністю

$$y = f(x, W). \quad (2)$$

Для тренування та формування вектора вихідних даних штучної нейронної мережі використано Neural Network Fitting Tool у середовищі Matlab. При моделюванні мережі було використано 9 прихованих шарів сигмоїдних нейронів, передаточна функція яких описується залежністю 3:

$$n_1(t) = \frac{1}{(1 + e^{-t})}. \quad (3)$$

Вихідний шар формується із використанням лінійного нейрона 4:

$$n_2(t) = k \cdot t. \quad (4)$$

Загальна архітектура нейронної мережі наведена на рис. 7.

Процес навчання даної штучної нейронної мережі полягав у тому, щоб мінімізувати дисперсію між цілями y та фактичними t результатами. Аналітично проводилась оцінка дисперсії за залежністю

$$\sigma_i = \frac{1}{2}(y_i - t_i)^2. \quad (5)$$

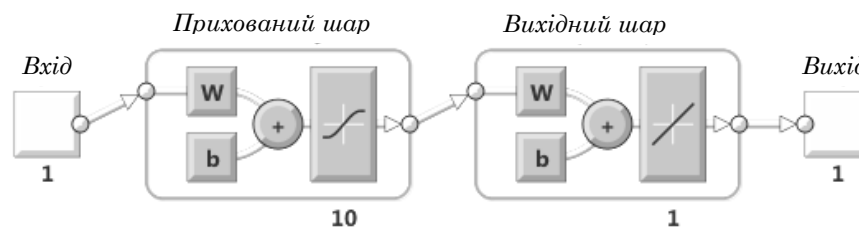


Рис. 7. Схематична структура використаної нейронної мережі

Оцінка дисперсії після завершення тренування змодельованої штучної нейронної мережі показала, що діапазон відхилень функцій похибки видовження штанги верстата σ_i лежить у межах від $15 \cdot 10^{-5}$ до $7,6 \cdot 10^{-5}$ мм, що забезпечує точність позиціонування платформи при зміні напрямку руху в межах припустимих похибок для верстата паралельної кінематики класу точності П.

У результаті тренування нейронної мережі мінімальне відхилення цілей від фактичного результату спостерігається після 78-ї ітерації. При цьому необхідно зазначити, що при повторному моделюванні нейронної мережі результати можуть відрізнитись і знаходяться в діапазоні від 50-ї-ти до 150-ї ітерації.

Результати тренування цієї мережі збережено у вигляді коду для командного рядка Matlab і у

вигляді окремих блоків для пакета Simulink, в якому на основі даної нейронної мережі в подальшому можна формувати модель нейрокерування зі зворотним зв'язком.

У подальших розробках запропоновано використовувати наслідкове нейрокерування на базі пропорційно-диференціального регулятора, який було розроблено в середовищі LabView. У цьому випадку нейроконтролер навчається на характерних прикладах корекції сигналів пропорційно-диференціального контролера. Вибірка навчання формується на основі значень на вході та виході, що записуються при керуванні верстатом із використанням пропорційно-диференціального регулятора (рис. 8).



Рис. 8. Схема наслідкового нейрокерування на базі пропорційно-диференціального регулятора

Після завершення навчання ця нейронна мережа може підключатися замість вихідного контролера для керування верстатом паралельної кінематики.

ВИСНОВКИ

Розроблено систему активного контролю просторового положення інструмента верстата паралельної кінематики та проведено експериментальні дослідження видовження штанг вимірjuвальної системи для характерних траєкторій руху. Для компенсації похибок, що виникають при перехідних процесах, розроблено пропорційно-диференціальний регулятор, визначено сигнал розузгодження та наведено

скоригований сигнал керування приводом верстата паралельної кінематики при зміні траєкторії руху платформи. Змодельовано штучну нейронну мережу, наведено аналіз дисперсії між цілями та фактичним результатами. Запропоновано принципову блок-схему наслідкового нейрокерування, що може бути використана при проектуванні систем зворотного зв'язку верстатів паралельної кінематики із використанням штучних нейронних мереж. У результаті використання запропонованих методів корегування керуючих сигналів значно підвищується точність верстата паралельної кінематики.

The substantiation of using the artificial neural networks to compensate the kinematic and dynamic errors of parallel kinematics machine tool

V. Strutynsky¹⁾, A. Demyanenko²⁾

^{1),2)} National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», 37, Peremogy ave., Kyiv, Ukraine, 03056

A system for active control of the spatial position of the parallel kinematics machine tool was developed. The method of compensation of kinematic and dynamic errors of the parallel kinematics machine tool using the artificial neural networks trained on the base of the proportional-differential controller was considered. The approbation of the developed proportional-differential controller, the output of which is applied to train the artificial neural network based on the experimental data of the transition process that occurs when the trajectory of the platform is changed. The feasibility of using the artificial neural networks in the feedback system of parallel kinematics machine tools was argued based on the analysis of variance of the results after its study.

Key words: parallel kinematics machine tool, active control system, feedback, proportional-differential controller, artificial neural network, variance, experimental data.

Обоснование использования искусственных нейронных сетей для компенсации кинематических и динамических погрешностей станка параллельной кинематики

В. Б. Струтинский¹⁾, А. С. Демьяненко²⁾

^{1), 2)} Национальный технический университет Украины «КПИ», пр-т Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

Разработана система активного контроля пространственного положения инструмента станка параллельной кинематики. Рассмотрен метод компенсации кинематических и динамических погрешностей станка параллельной кинематики с использованием искусственных нейронных сетей, обучающихся на базе пропорционально-дифференциального регулятора. На основе экспериментальных данных переходного процесса, возникающего при изменении траектории движения платформы станка, проведена апробация разработанного пропорционально-дифференциального регулятора, результат работы которого использован для обучения искусственной нейронной сети. Обоснована целесообразность использования искусственных нейронных сетей в системах обратной связи станков параллельной кинематики на основе анализа дисперсии результатов ее обучения.

Ключевые слова: станок параллельной кинематики, система активного контроля, обратная связь, пропорционально-дифференциальный регулятор, искусственная нейронная сеть, дисперсия, экспериментальные данные.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Крижанівський В. А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: навчальний посібник для ВНЗ / [В. А. Крижанівський, Ю. М. Кузнецов, І. А. Валявський, Р. А. Склярів]; за ред. Ю. М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
2. Струтинський В. Б. Стохастичні коливальні процеси у виконавчому пристрої мехатронної системи верстата паралельної кінематики / В. Б. Струтинський, А. А. Гуржій, А. С. Дем'яненко // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машинобудування та транспорт. – Севастополь, 2013. – Вип. 139/2013.
3. Pandilov Z. Parallel Kinematics Machine Tools: Overview – From History to the Future / Z. Pandilov, V. Dukovski // Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal Of Engineering. – Hunedoara, Romania, 2012.
4. Струтинський В. Б. Наукове обґрунтування та розробка системи моніторингу фактичного просторового положення інструменту верстата паралельної кінематики / В. Б. Струтинський, А. С. Дем'яненко // Науковий журнал «ТЕХНОЛОГІЧНІ КОМПЛЕКСИ». – 2013. – № 1(7).
5. Кабалдин Ю. Г. Применение нейросетевых моделей процесса резания в системах адаптивного управления / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Биленко, А. М. Шпилев // СТИН. – 2002. – №3. – С. 3–7.
6. Терехов В. А. Синтез адаптивных нейросетевых регуляторов нелинейных динамических объектов / В. А. Терехов, И. Ю. Тюкин // Стохастическая оптимизация в информатике. – 2005. – №1. – С. 222–256.
7. Болтян А. В. Моделирование системы адаптивного управления токарным станком с ЧПУ с учетом случайного характера внешнего возмущения / А. В. Болтян, М. А. Болтян, А. С. Ермоленко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2011. – Вып. 41.
8. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В. Б. Струтинський // Житомир: ЖИТИ, 2001. – 613 с.

REFERENCES

1. Krizhanivskiy V. A., Kuznetsov Y. M., Valyavskiy I. A., Sklyarov R. A. (2004). Tehnologichne obladnannya z paralelnoyu kinematikoyu, Kirovograd, 449 p. [in Ukrainian].
2. Strutinskiy V. B., GurzhIy A. A., Demyanenko A. S. (2013). Visnik SevNTU – Seriya: Mashinobuduvannya ta transport, Vol. 139. [in Ukrainian].
3. Pandilov Z., Dukovski V. (2012). International Journal Of Engineering.
4. Strutinskiy V. B., Demyanenko A. S. (2013). Scientific Journal “Tehnologichni Kompleksi”, Vol. 1(7). [in Ukrainian].
5. Kabaldin Yu. G., Bilenko S. V., Shpilev A. M. (2002). STIN, Vol. 3, pp. 3–7. [in Russian].
6. Terehov V. A., Tyukin I. Yu. (2005). Stohasticheskaya optimizatsiya v informatike, Vol. 1, pp. 222–256. [in Russian].
7. Boltyan A. V., Boltyan M. A., Ermolenko A. S. (2011). Progresivnyie tehnologii i sistemyi mashinostroeniya, Vol. 41. [in Russian].
8. Strutinskiy V. B. (2001). Matematichne modelyuvannya protsesiv ta sistem mehaniki. Zhitomir, ZhITI, 613 p. [in Ukrainian].



Вихідна інструментальна поверхня та проектування різального інструменту

С. В. Швець¹⁾

¹⁾ Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна

Article info:

Paper received:

05 May 2014

The final version of the paper received:

08 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ shvets46@yandex.ua

У статті показані слабкі місця теорії проектування різального інструменту на підставі поняття вихідної інструментальної поверхні. Проаналізовані практичні підходи під час утворення різних поверхонь деталей. Визначене поняття кінематичної вихідної інструментальної поверхні. Запропоновано алгоритм проектування різального інструмента за наявності деякої множини вихідних інструментальних поверхонь.

Ключові слова: поверхня, деталь, формування, рух, інструмент, контакт.

1. ВСТУП

Визначення єдиних законів та закономірностей конструювання різальних інструментів, створення загальної методики їх розрахунків дозволили б раціонально вирішувати практичні завдання інструментальної підготовки виробництва.

Існуючі системи автоматизованого проектування (САПР) різального інструменту – це спеціальні розрізнені програми для розрахунків окремих видів (у більшості типів) інструментів чи параметризовані креслення у середовищах КОМПАС, T-Flex, SolidWorks та ін. Завдання формалізації створення нових інструментів за наявними умовами не вирішене. Визначення гальмівних факторів при вирішенні цієї проблеми є надзвичайно актуальним завданням.

На цей час окреслені загальні підходи до вибору інструментальних матеріалів та механізмів їх кріплення [1], установлені спільні конструктивні елементи різних інструментів, вимоги до їх точності та до якості робочих поверхонь лез.

Є спроби узагальнити процес проектування робочої частини інструмента [2, 3]. В основу такої методики (єдиний підхід до проектування усіх видів інструментів) П. Р. Родін поклав [2] дві ланки (поверхня деталі D та вихідна інструментальна поверхня I) діючого під час обробки механізму. За формою вихідної інструментальної поверхні проектується різальний інструмент. Вважається, що різальний інструмент – це тіло, обмежене вихідною інструментальною поверхнею, яка має здатність зрізувати метал, що контактує з нею у процесі обробки. І тоді послідовність проектування здається очевидною: визначається I , що контактує з D при відомій схемі обробки, та перетворюється тіло, обмежене I у працездатний різальний інструмент.

Проте у більшості випадків (обточування, розточування, фрезерування, шліфування) форма вихідної інструментальної поверхні однозначно не визначається ні формою деталі, ні наявними відносними рухами згаданих двох ланок. Контакт між ними може бути лінійним (постійним або періодичним) чи точковим (також постійним або періодичним).

Для створення на I різальних кромки пропонується [2] зважати на те, що форма обробленої поверхні залежить від форми та розмірів різальних кромки інструмента і його рухів стосовно заготовки. Інколи це дійсно так (фасонний різець), але абсолютної відповідності немає. Траєкторія руху стругального різця може бути будь-якою, щоб вона знаходилася на обробленій поверхні. Дуже вдалий приклад із прохідним токарним різцем із прямолінійною чи з дуговою різальною кромкою – він утворить таку саму циліндричну поверхню деталі. Незалежно від форми різальної кромки поверхню деталі у цьому випадку формує вершина різця.

І тому таку методика загального підходу до проектування усіх видів та типів інструментів ще не можна вважати завершеною.

Саме через це С. І. Лашнев та інші [3], не використовуючи поняття вихідної інструментальної поверхні, проаналізували залежність форми робочої частини інструмента від умов його контакту з поверхнею деталі та припуском і наявних рухів. На цій підставі запропонована геометрична формула різального інструменту, складові якої настільки глибоко і всебічно відбивають умови металообробки, що її можна вважати стенографічним записом інструментального забезпечення технологічної операції. Неоднозначність вирішення такого завдання (створення робочої частини) приводить до розроблення альтернативних конструкцій різального інструменту.

Крім того, відображення геометричної формули вимагає від конструктора повних і якісних знань стосовно різального інструменту та умов його використання, наявність яких уже не потребує застосування формули.

Отже, намагання узагальнити та формалізувати методику проектування різних видів і типів інструментів ще не дали бажаних результатів. Таким чином, мета статті – окреслити реальні можливості теорії, яка базується на понятті вихідної інструментальної поверхні, щодо формалізації процесу проектування різального інструменту.

2. ГЕОМЕТРИЯ ПОВЕРХНІ ДЕТАЛІ

Розглядаючи процес формоутворення як взаємодію двох ланок (поверхня деталі D та вихідна інструментальна поверхня I), необхідно, по-перше, визначити, які бувають переважно поверхні деталей (площина, циліндр, конус та ін.) та які існують практичні способи їх утворення.

По-друге, дослідити, які форми поверхонь і яким чином, контактуючи з поверхнею деталі, можуть вважатися другою ланкою процесу формоутворення – вихідною інструментальною поверхнею. Установивши форму цієї другої ланки, можна реально розмірковувати над тим, яке матеріальне тіло, завдяки яким рухам зможе її відтворити. Тоді це тіло може бути базовим для розроблення різального інструменту.

Поверхні деталей складаються із таких геометричних форм, як площина, циліндр, конус, гвинтова поверхня, евольвентна поверхня. Різальний інструмент при будь-якому контакті (точковому чи лінійному) повинен, завдяки відповідним рухам, окреслити відповідну поверхню.

Геометрично поверхня створюється двома координатними лініями: твірною та напрямною. Якщо різальна кромка повністю контактує з поверхнею деталі, то тоді контакт лінійний і її можна вважати твірною майбутньої поверхні. Завдяки результуючому руху різання, який і є напрямною, створюється відповідна поверхня.

Коли різальна кромка має точковий контакт із поверхнею деталі, тоді необхідно через цю точку провести траєкторію, яка й буде твірною для означеної поверхні деталі (або створити кінематичну характеристику [4]), а потім цю твірну спрямувати по необхідній напрямній.

Формоутворення як рух твірної по напрямній дослідили С. І. Лашнев, А. Н. Борисов, С. Г. Смельянов [3]. Причому є поверхні, де лінію, яка на цей час вважається твірною, можна призначити напрямною, а напрямну використати як твірну. Але є і такі, де цього зробити не можливо. Отже, поверхні деталі класифікуються як такі, що: допускають рух як по напрямній, так і по твірній; допускають рух лише по напрямній. Крім того, є поверхні, у яких: кожна із координатних ліній під час руху твірної по напрямній зберігає свою форму – ці лінії «жорсткі»; одна із координатних ліній під час руху твірної по напрямній зберігає свою форму – лише тоді ця лінія «жорстка»; обидві координатні лінії під час руху змінюють свою форму.

Контакт між інструментом та деталлю може бути лінійним або точковим. За наявності хоч би однієї «жорсткої» координатної лінії її можна відтворювати як точкою (точковий контакт плюс відповідний рух), так і лінією (різальна кромка, або множина точок контакту абразивного інструменту).

Якщо координатні лінії при утворенні поверхні змінюють свою форму, то обробка такої поверхні можлива лише при точковому контакті інструмента з деталлю, тому що не існує таких інструментів, форма робочої частини у яких може змінюватися під час їх роботи. Навіть використання сучасних верстатів із ЧПК, змінюючи параметри відносних рухів і траєкторій, не може змінити форму різальних кромок під час різання.

Отже, якщо розглядати процес формоутворення як роботу деякого механізму, що складається із двох ланок (I та D), які контактують по лінії E , то ця лінія може бути або різальною кромкою, або утвореною кінематично при відповідному русі зони точкового контакту.

3. ПРАКТИКА УТВОРЕННЯ НАЙБІЛЬШ ПОШИРЕНИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛІ

Щоб пов'язати координатне визначення поверхонь з практикою утворення реальних деталей, необхідно проаналізувати, яким чином можуть бути створені при різних контактах з інструментами найбільш поширені поверхні деталі (площина, поверхня обертання, евольвентна поверхня тощо).

3.1 Площина і лінійний контакт

Сформувати таку поверхню при постійному контакті можна завдяки обертальному руху в цій площині твірної (циківка) чи її поступальному руху вздовж напрямної (зовнішня протяжка). Якщо ж контакт дискретний, то форми траєкторій різальних кромок інструмента у просторі не обмежуються, але вони повинні бути дотичними до напрямної поверхні деталі, наприклад, фрезерування циліндричною фрезею з прямим зубом.

3.2 Площина і точковий контакт

Під час фрезерування площини циліндричною фрезею з гвинтовими зубами маємо точковий контакт (точка A , рис. 1 а) і очевидну лінійну характеристику при взаємодії I (кругового циліндра) та D (площини). Але саме у цьому випадку характеристика утворюється кінематично.

Завдяки головному руху різання D_r для точок гвинтової різальної кромки створюється віртуальна подача D_{S_6} вздовж твірної поверхні деталі, тобто утворюється кінематична характеристика E_k . Обкочування поверхні деталі у напрямку D_l створює послідовність положень, обвідна поверхня яких і буде вихідною інструментальною поверхнею. Рух подачі D_S збігається з напрямною поверхні деталі.

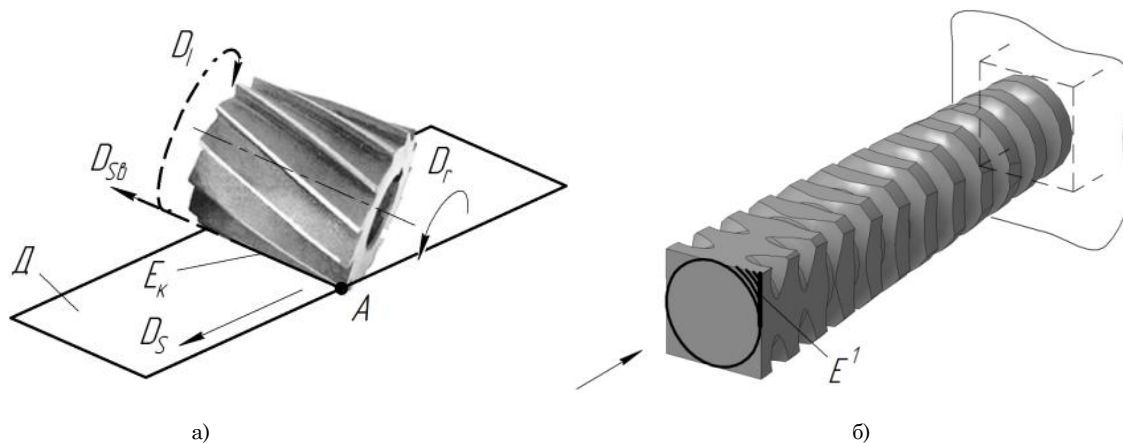


Рис. 1. Точковий контакт при створенні площини: а) фрезою; б) протяжкою

Для створення плоскої грані внутрішньої поверхні використовується протяжка (рис. 1 б). У цьому випадку також маємо точковий контакт лез з поверхнею деталі. Характеристика E^1 утворюється завдяки конструктивній подачі, а вихідна інструментальна поверхня – кінематично, спрямуванням головним рухом різання лінії E^1 вздовж твірної поверхні деталі. Вихідна інструментальна поверхня у формі площини рухається по грані внутрішньої поверхні деталі. Тобто при точковому контакті спочатку за допомогою руху подачі необхідно створити твірну, а потім, використовуючи напрямну (лінію будь-якої форми, яка лежить на площині поверхні деталі), відтворити і саму площину.

Твірна і напрямна можуть мати будь-які форми. І це до безмежності збільшує конструктивні відмінності інструментів, змінює навіть вигляд. Торцева фреза і стругальний різець мають точковий контакт із площиною і лінійну кінематичну характеристику E^1 (напряму) завдяки прямолінійній подачі. Проте лінійна твірна вимагає використання різця, а дуга твірна – торцевої фрези. Спрощення форм координатних ліній зменшує цю різноманітність (кількість типів) навіть у межах одного виду інструменту. Наприклад, теоретично різальні кромки циківки можуть бути дуговими, криволінійним, ламаними і т. д. Але циківка має прямолінійні різальні кромки і відповідну конструкцію.

3.3 Круговий циліндр при лінійному контакті

Точіння круглим фасонним різцем відтворює взаємодію двох матеріальних поверхонь I та D (рис. 2 а). Лінія їх контакту E (характеристика) – це різальна кромка. Рух D_I різальної кромки по напрямній H створює вихідну інструментальну поверхню, і ця поверхня, поверхня обертання, є обвідною послідовних положень поверхні деталі при здійсненні нею головного руху різання D_r .

Під час точіння фасонним різцем є можливість сформувати та досліджувати реальну вихідну інструментальну поверхню. Але і тут немає однозначного вирішення при проектуванні цієї поверхні і інструмента в цілому. Якщо за напрямну взяти не коло, а пряму лінію, то отримаємо призматичний різець. Якщо вісь круглого різця не буде паралельною до осі деталі, отримаємо відмінну від попередньої форму вихідної інструментальної поверхні.

Внутрішню поверхню при лінійному контакті можна створити з допомогою протяжки. Твірна поверхні деталі збігається з твірною вихідної інструментальної поверхні. Це різальна кромка і одночасно характеристика E (рис. 2 б). Рухаючись по прямій напрямній, E створює вихідну інструментальну поверхню, а рух I вздовж своєї осі формує поверхню деталі.

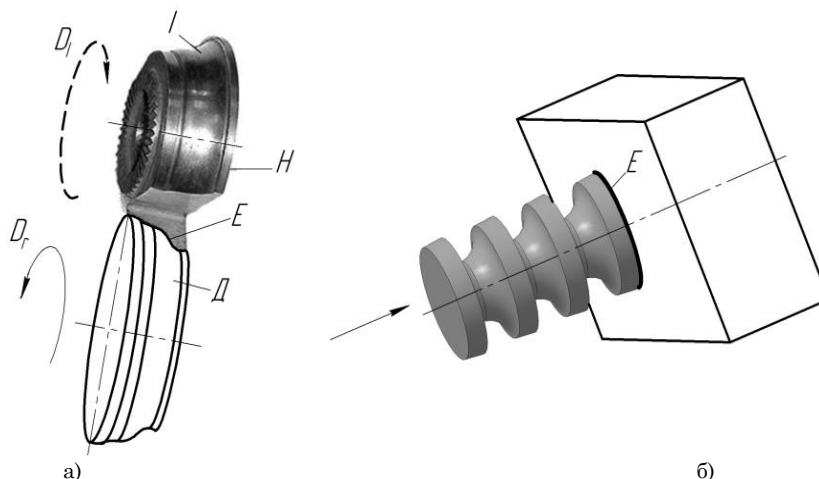


Рис. 2. Лінійний контакт при утворенні тіл обертання: а) фасонний різець; б) кругла протяжка

3.4 Круговий циліндр при точковому контакті

Під час фрезерування поверхні обертання циліндричною фрезою з гвинтовими зубами маємо точковий контакт (точка A , рис. 3 а) і очевидну лінійну характеристику при взаємодії I (кругового циліндра) та D (поверхні обертання).

Характеристика утворюється кінематично. Завдяки головному руху різання D_r для точок гвинтової різальної кромки створюється віртуальна подача $D_{S\theta}$ вздовж твірної поверхні деталі, тобто утворюється кінематична характеристика E_k . Обкочування поверхні деталі у напрямку D_I створює послідовність положень, обвідна поверхня яких і буде вихідною інструментальною поверхнею. Рух подачі D_s збігається з напрямною поверхні деталі. Порівнюючи рис. 1, а з рис. 3 а, можна зазначити, що у розглянутому випадку кривизна напрямної поверхні деталі на форму I не впливає.

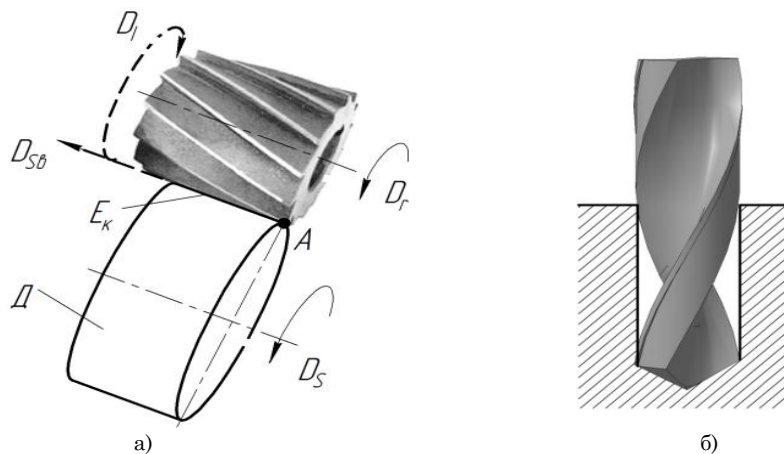


Рис. 3. Точковий контакт при створенні тіл обертання: а) циліндричною фрезою; б) спіральним свердлом

3.5 Евольвентна поверхня при точковому контакті

Така поверхня утворюється при використанні методу центроїдного огинання. Вихідна інструментальна поверхня також евольвентна, тобто така, яка може імітувати зчеплення з поверхнею деталі. Це може бути колесо або рейка. Інструмент як парне колесо показово відтворюється у довбачі (рис. 4 а).

На підставі зчеплення з рейкою сконструйовані зубонарізна гребінка, гребінчаста фреза, черв'ячна фреза. Поверхня, що відтворює зчеплення з поверхнею зубчастої деталі, може бути утворена кінематично (нарізування конічних коліс із круговим зубом, конічних коліс із прямим зубом).

3.6 Евольвентна поверхня при лінійному контакті

Лінійний контакт можливий при методі копіювання. Насамперед це прямозубі пальцеві та дискові фрези. Під час роботи таких інструментів формування западини зубчастого колеса відбувається при періодичному лінійному контакті. Зубо-

Круговий циліндр можна формувати вершиною леза. Це може бути токарний або розточувальний різець, свердло. Під час свердління отвору (рис. 3 б) вершина, обертаючись навколо осі, створює твірну, або кінематичну характеристику, яка з допомогою осевої подачі (руху по напрямній) кінематично утворює вихідну інструментальну поверхню. Рух цієї вихідної інструментальної поверхні вздовж осі інструмента створює поверхню деталі.

Причому якщо на деяких схемах формоутворення (рис. 1 б, рис. 2) очевидним є визначення напрямної поверхні деталі як напрям головного руху різання, на інших (рис. 1 а, рис. 3 а) – напрям руху подачі, то у випадку з формоутворенням вершиною леза напрямна і твірна поверхні деталі можуть мінятися місцями.

довбальна головка (рис. 4 б) контактує з поверхнею деталі за характеристикою E , форма якої повністю збігається з профілем колеса. Рухаючись вздовж осі деталі, характеристика E створює евольвентну вихідну інструментальну поверхню I . При постійному лінійному контакті такий рух I формує евольвентну поверхню деталі.

3.7 Гвинтова поверхня при точковому контакті

Під час нарізування різи мітчиком із скороченою стружковою канавкою (рис. 5 а) характеристика E' створюється кінематично. Вона є твірною поверхні деталі. Рух її по гвинтовій напрямній створює поверхню деталі. При цьому здійснюється безперервний точковий контакт інструмента з поверхнею деталі.

Очевидно, що і під час нарізування різи різцем, і при нарізуванні мітчиком вихідною інструментальною поверхнею є гвинтова поверхня. Але у першому випадку вона формується кінематично, а у другому – це матеріальна гвинтова поверхня, на якій після перерізу стружковими канавками, створені різальні кромки.

3.8 Гвинтова поверхня при лінійному контакті

Якщо передбачити різальні кромки і на калібрувальній частині мігчика (рис. 5 б), то характери-

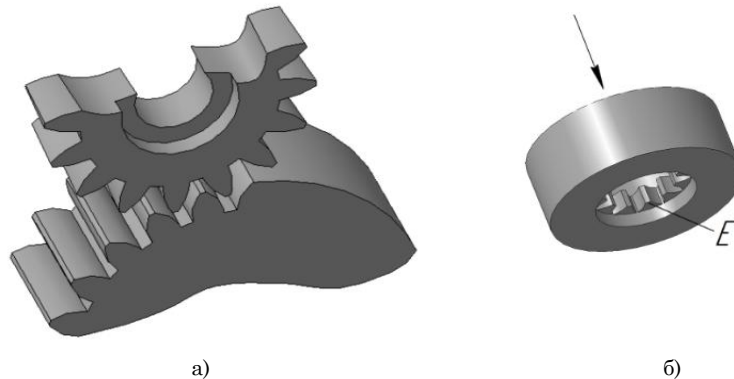


Рис. 4. Утворення евольвентної поверхні при: а) точковому контакті; б) лінійному контакті

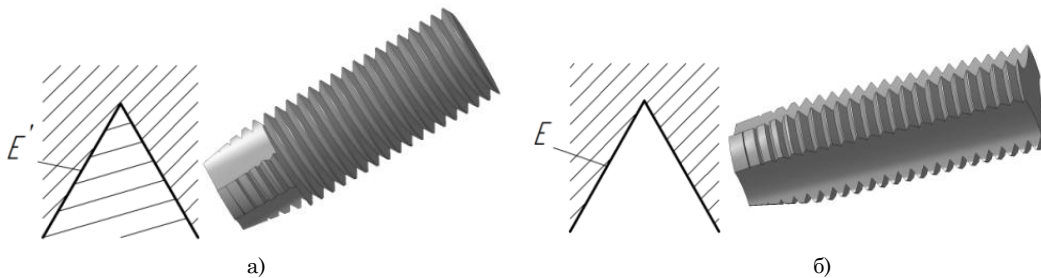


Рис. 5. Утворення гвинтової поверхні при: а) точковому контакті; б) лінійному контакті

Під час звичайного і «вихрового» фрезерування різі відбувається лінійний періодичний контакт і кінематичне утворення вихідної інструментальної поверхні. Але різне положення осей обертання різальних кромки відбилося на відмінності конструкції цих інструментів.

4. МНОЖИНА ВИХІДНИХ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ

Інструмент виконує дві функції [1, 3]: контактує з припуском, розподіляючи його у певній послідовності на стружку (схеми різання), та формує поверхню деталі при точковому чи лінійному контакті з нею (методи формоутворення).

Визначальним у конструкції інструмента є метод формоутворення, тобто якими геометричними елементами (точкою чи лінією) буде створюватися при відповідних відносних рухах поверхня деталі (рис. 5). Це означає, що для зазначених контактів з поверхнею деталі можуть використовуватися тіла різних форм та розмірів. Обмежують їх різноманітність параметри наявних рухів та практичний досвід.

Але і схема різання може мати значний вплив на конструкцію інструмента, якщо велика увага приділяється взаємодії із припуском (наприклад, одинарна чи групова протяжка).

Залишаючи незмінними положення теорії формоутворення як взаємодії двох ланок деякого механізму [2], вихідною інструментальною поверхнею необхідно вважати не поверхню, яка обмежує

стика E – це різальна кромка калібрувальної частини (тому що саме вона остаточно формує поверхню деталі), матеріальна лінія контакту I та D . Маємо безперервний лінійний контакт.

тіло інструмента, а поверхню, яка при відповідному відносному русі формує поверхню деталі. Це може бути і реальна поверхня, яка дійсно обмежує тіло інструмента, і поверхня, утворена відповідними рухами елементів тіла інструмента (точки чи лінії), що контактують з поверхнею деталі.

Залежно від параметрів руху точки чи лінії утвориться деяка форма вихідної інструментальної поверхні. Тіло, якому належить ця точка чи лінія, створене з урахуванням конструктивних особливостей обладнання та оброблюваної поверхні, буде різальним інструментом.

Тому, по-перше, існує певна множина поверхонь, кожна з яких може контактувати з поверхнею деталі при формоутворенні, тобто множина вихідних інструментальних поверхонь. По-друге, можна використати деяку множину реальних тіл (інструментів), які при відповідних рухах відтворюють ту чи іншу вихідну інструментальну поверхню. Це створює неоднозначність проектування різального інструменту, вихід з якої дає досвід, знання та творчий підхід.

5. ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЕКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТУ

Наявність множини вихідних інструментальних поверхонь (як матеріальних, так і створених кінематично) не дозволяє запропонувати формалізовану методику проектування інструмента. Можна використати евристичний метод морфологічного аналізу [5], що базується на підборі можливих

рішень для окремих частин інструмента (так званих морфологічних ознак, що його характеризують) і подальшому систематизованому їх поєднанні (комбінуванні). Для проведення морфологічного аналізу необхідне точне формулювання проблеми для цієї системи обробки. У результаті знаходять відповідь на можливість обробки різанням за допомогою пошуку різних окремих варіантів, незалежно від того, що у початковому завданні йшлося лише про одну конкретну систему. Алгоритм проектування металорізального інструменту на підставі використання поняття вихідної інструментальної поверхні такий:

- для вирішення проблеми визначаються цілі проектування: підвищення продуктивності обробки, покращення якості поверхні деталі, можливість використання наявного обладнання з його кінематикою, повна свобода вибору рухів;
- виділяються окремі характерні ознаки завдання проектування з позиції сформульованої множини цілей: умови контакту інструмента з деталлю (точковий чи лінійний); форми поверхонь, які можуть контактувати з поверхнею деталі; перелік та можливі комбінації простих рухів;
- на підставі аналізу аналогічних схем формоутворення будуються відповідні блок-схеми роботи механізму, який складається з двох ланок – поверхні деталі і вихідної інструментальної поверхні; визначається статус вихідної інструментальної поверхні (реальна, чи створена кінематично);
- для кожної ознаки проектування, виходячи з особистого досвіду та ерудиції, керуючись матеріалами довідників і банків даних, пропонуються варіанти рішень (як очевидні, так і, на перший погляд, не здійсненні);
- створюються комбінації з усіх характерних ознак завдання та їх варіантів, перевіряється їх відповідність цілям проектування, здійснюється вибір.

Морфологічний аналіз зручніше і наочніше проводити із застосуванням морфологічних таблиць (ящиків). При усьому цьому евристична складова проектування інструмента дуже істотна і залежить від таких суб'єктивних чинників: інтуїтивне виділення характерних ознак завдання проектування та їх варіантів; відсутність упевненості, що враховані усі ознаки і варіанти; необхідність роботи вибір, використовуючи можливості інтелекту.

Initial tool surface and cutting tool design

S. V. Shvets¹⁾,

¹⁾ *Sumy State University, 2, Rimsky-Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

Many authors aspire to generalize process of design of working part of cutting tool. P.R. Rodin uses two elements of the mechanism operating in workpiece machining time (a surface of a workpiece and an initial tool surface). It is considered that the cutting tool is a body restricted to an initial tool surface. It is considered that the cutting tool, is the body restricted by an initial tool surface. It has ability to cut off metal, contacting with it while the machining. And then the sequence of design seems obvious: the initial tool surface is defined and turns to the efficient cutting tool.

Можлива кількість комбінацій (конструкцій інструмента) залежить від: обмеження в рухах (кількість та вид задані чи вільний вибір) – 2; виду контакту (точковий чи лінійний, постійний чи періодичний) – 4; комбінації рухів (лінійний, обертовий, два лінійних, два обертових, лінійний і обертовий) – 5; можливої форми вихідної інструментальної поверхні (призма, циліндр, гвинтова чи евольвентна поверхня) – 4. Отже, при такій кількості варіантів ознак проектування маємо $2 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 4 = 160$ конструктивних рішень.

Розглянутий алгоритм сприяє виявленню конструкцій інструмента, які можуть при відповідному русі формувати задану поверхню деталі, тобто пов'язаний з методом формоутворення. Проте і умови взаємодії з припуском (схеми різання) також істотно впливають на остаточні конструкції (машинний і ручний мітчик, конічна розвертка, одиарна і групова протяжка).

6. ВИСНОВКИ

Визначення вихідної інструментальної поверхні як такої, що обмежує тіло різального інструменту, надає інформацію щодо проектування лише окремих видів різальних інструментів.

За наявності хоча б однієї «жорсткої» координатної лінії на поверхні деталі існує можливість створення інструмента з лінійним контактом із поверхнею деталі. При точковому контакті інструмента з деталлю вихідна інструментальна поверхня утворюється рухами точки контакту, тому є уявною і залежить від кінематики верстата та конструктивних особливостей деталі. Незважаючи на те що вихідних інструментальних поверхонь може бути декілька (причина, що обмежує САПР інструмента), можна створювати альтернативні тіла (інструменти) і рухи, які здатні їх відтворити.

Поняття вихідної інструментальної поверхні може використовуватися для аналізу та визначення можливих форм поверхонь, які здатні контактувати з поверхнею деталі, а на підставі цих форм, для проектування рухів і конструкцій інструменту.

Під час створення САПР інструмента, поряд з автоматизацією розрахунків та створення креслень, поєднання баз даних, істотною є евристична складова проектування інструмента, що залежить від інтуїції, досвіду та інтелектуального вибору, що не дозволяє повністю формалізувати процес створення нових видів та типів різального інструменту.

However, in most cases, the shape of an initial tool surface uniquely is not defined neither by the workpiece shape, nor by available relative movements of the two links mentioned above. Contact between them can be linear (fixed or periodic) or point (also fixed or periodic).

Hence, attempts to generalize and formalize technique of design of various aspects and types of tools yet have not given desirable results. The paper purpose: to define real possibilities of the theory which is founded on concept of an initial tool surface, concerning design of the cutting tool.

The tool executes two functions: contacts to metal, disjoining it in certain sequence on a shaving (the cutting scheme), and shapes a workpiece surface at linear or point contact (methods of for-motion of shapes).

Leaving invariable positions of the theory of formation of shapes concerning interaction of two links of some mechanism, it is necessary to consider as an initial tool surface is the surface which, at corresponding relative movement, shapes a workpiece surface. It can be both real surface which really restricts a tool body, and the surface, organized by movements contacting with workpiece surface and with elements of the body of the tool (a point or a line).

Set of initial tool surfaces (both material and created by kinematics) does not allow to offer the formalized technique of design of the tool. A heuristic method of the morphological analysis is possible to be used. Selection of possible decisions for separate parts of the tool (morphological signs) and their system combination thus is carried out. The possible amount of combinations (tool constructions) depends on limitation of movements, an aspect of contact, an aspect and a combination of movements, the selected shape of an initial tool surface.

The algorithm of design of the metal-cutting tool, based on the usage of concept of an initial tool surface and a method of the morphological analysis is created.

Definition of an initial tool surface as surface which restricts body of the cutting tool, gives information concerning projecting only separate aspects of cutting tools.

If the initial tool surface (even imaginary) is the surface which contacts workpiece surface during shape formation it is possible to create bodies (tools) and movements which are capable to recreate it.

At linear contact of workpiece surface and an initial tool surface there is a possibility of definition of an initial tool surface as surface which restricts an tool body.

If at least one invariable co-ordinate line is on a workpiece surface there is a possibility of creation of the tool with linear contact to a workpiece surface.

At point contact of the tool to a workpiece, the initial tool surface is organized by movements of a point contact therefore it is imaginary and depends on kinematics of the machine tool and design features of the workpiece.

The concept of an initial tool surface can be used for the analysis and definition of possible shapes of surfaces, which are capable to contact to a workpiece surface. On the basis of these shapes movements and tool constructions are designed.

Heuristic component of process of projecting of the tool is very essential and depends on intuition, experience and an intellectual choice.

Key words: surface, workpiece, formation, motion, tool, contact.

Исходная инструментальная поверхность и проектирование режущего инструмента

С. В. Швец¹⁾,

¹⁾ Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

Многие авторы стремятся обобщить процесс проектирования рабочей части инструмента. Родин П. Р. использует два звена действующего во время обработки механизма (поверхность детали и исходную инструментальную поверхность). Считается, что режущий инструмент – это тело, ограниченное исходной инструментальной поверхностью. Она имеет способность срезать контактирующий с ней в процессе обработки металл. И тогда последовательность проектирования кажется очевидной: определяется исходная инструментальная поверхность и превращается в работоспособный режущий инструмент.

Однако в большинстве случаев форма исходной инструментальной поверхности однозначно не определяется ни формой детали, ни имеющимися относительными движениями упомянутых двух звеньев. Контакт между ними может быть линейным (постоянным или периодическим) или точечным (также постоянным или периодическим).

Следовательно, попытки обобщить и формализовать методику проектирования разных видов и типов инструментов еще не дали желательных результатов. Цель статьи – определить реальные возможности теории, базирующейся на понятии исходной инструментальной поверхности относительно проектирования режущего инструмента.

Инструмент выполняет две функции: контактирует с припуском, разделяя его в определенной последовательности на стружку (схемы резания), и формирует поверхность детали при точечном или линейном контакте (методы формообразования).

Оставляя неизменными положения теории формообразования относительно взаимодействия двух звеньев некоторого механизма, исходной инструментальной поверхностью следует считать поверхность, которая при соответствующем относительном движении формирует поверхность детали. Это может быть и реальная поверхность, действительно ограничивающая тело инструмента, и поверхность, образованная движениями контактирующих с поверхностью детали элементов тела инструмента (точки или линии).

Наличие множества исходных инструментальных поверхностей (как материальных, так и созданных кинематикой) не позволяет предложить формализованную методику проектирования инструмента. Можно использовать эвристический метод морфологического анализа. При этом осуществляется подбор возможных решений для отдельных частей инструмента (морфологических признаков) и системное их комбинирование. Возможное количество комбинаций (конструкций инструмента) зависит от ограничения движений, вида контакта, вида и комбинации движений, выбранной формы исходной инструментальной поверхности.

На основании использования понятия исходной инструментальной поверхности и метода морфологического анализа создан алгоритм проектирования металлорежущего инструмента.

Определение исходной инструментальной поверхности как поверхности, которая ограничивает тело режущего инструмента, предоставляет информацию относительно проектирования только отдельных видов режущих инструментов.

Если исходная инструментальная поверхность (даже мнимая) – это поверхность, контактирующая с поверхностью детали во время формообразования, то можно создавать тела (инструменты) и движения, способные ее воссоздать.

При линейном контакте поверхности детали и исходной инструментальной поверхности есть возможность определения исходной инструментальной поверхности как поверхности, ограничивающей тело инструмента.

При наличии хотя бы одной неизменной координатной линии на поверхности детали существует возможность создания инструмента с линейным контактом с поверхностью детали.

При точечном контакте инструмента с деталью исходная инструментальная поверхность образуется движениями точки контакта, потому является мнимой и зависит от кинематики станка и конструктивных особенностей детали.

Понятие исходной инструментальной поверхности может использоваться для анализа и определения возможных форм поверхностей, способных контактировать с поверхностью детали. На основании этих форм проектируются движения и конструкции инструмента.

Эвристическая составляющая процесса проектирования инструмента является очень существенной и зависит от интуиции, опыта и интеллектуального выбора.

Ключевые слова: поверхность, деталь, формирование, движение, инструмент, контакт.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Семенченко И. И. Проектирование металлорежущих инструментов / И. И. Семенченко, В. М. Матюшин, Г. Н. Сахаров; под ред. И. И. Семенченко. – М. : Mashgiz, 1963. – 952 с.
2. Родин П. Р. Основы формообразования поверхностей резанием / П. Р. Родин. – К. : Вища школа, 1977. – 192 с.
3. Лашнев С. И. Геометрическая теория формирования поверхностей режущими инструментами / С. И. Лашнев, А. Н. Борисов, С. Г. Емельянов; под ред. С. И. Лашнева. – Курск : Курск. гос. техн. ун-т, 1997. – 391 с.

4. Швець С.В. Характеристика та вихідна інструментальна поверхня у процесі формоутворення // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2012. – № 4. – С. 162 – 167.
5. Морфологический анализ. [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: <http://ru.wikipedia.org/> (дата обращения: 26.04.2014).

REFERENCES

1. Sementchenko I. I. (1963). Proektirovanie metallorezhushchikh instrumentov. Moskov, Mashgiz, 1963, 952 p. [in Russian].
2. Rodin P. R. (1977). Osnovy formoobrazovaniia poverkhnostei rezaniem. Kiev, Vyshcha shkola, 192 p. [in Russian].
3. Lashnev S. I. (1997). Geometricheskaia teoriia formirovaniia poverkhnostei rezhushchimi instrumentami. Kursk, Kursk.gos.tekhn.un-t, 391 p. [in Russian].

4. Shvets S. V. (2012). Kharakterystyka ta vykhidna instrumentalna poverkhnia u protsesi formoutvorennia. Visnyk Sumskoho derzhavnoho universytetu, ser. Tekhnichni nauky, Vol. 4, pp. 162–167 [in Ukrainian].
5. Morfolohicheskii ahaliz, <http://ru.wikipedia.org/> [in Russian].



Calculation of optimal design of heat-mass transfer separation vortex trays

A. Y. Artyukhov¹⁾, Javaid Adeel²⁾

^{1), 2)} *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

Article info:

Paper received:

03 May 2014

The final version of the paper received:

10 October 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

^{1), 2)} artyukhov@pohnp.sumdu.edu.ua

Growing interest in the use of contact stages of vortex type is due to their high efficiency. Using vortex and highly turbulent flows allow the reduction of size and amount of workspace of an apparatus due to intensification of heat-mass transfer processes. Latest analysis research in the field of design improvement of contact devices shows that in modern technologies drying and purification of natural gas are increasingly using mass transfer vortex trays with different ways of creating swirling flows (on canvas tray and other elements). Use of vortex contact devices significantly reduces the amount of liquid entrainment, decreases the flow resistance and increases the surface of contact phases.

In this work the method of the optimization calculation of heat and mass transfer- separation element (HMTSE) of vortex trays is examined. Criteria of selecting optimal designs of tray elements for gas cleaning are shown. A computer program for calculating the optimal design of the vortex stage gas cleaning is presented.

Research object – vortex tray with HMTSE for gas cleaning processes. Research subject – hydrodynamic and technological conditions for the functioning of the vortex tray with HMTSE.

To the base of program «Vortex tray» the mathematical model, considering the influence on the size of the HMTSE of technological parameters of the columnar apparatus, is put. .

The hydrodynamics influence of the gas flow and physicochemical properties of the liquid on the size of HMTSE is investigated. On the basis of analytical relationships optimization design calculation of vortex tray with HMTSE is held. Results of the graphic dependences, based on computer calculations, which allow the influence of the liquid amount, its velocity, thickness and other characteristics on the size of HMTSE are obtained.

Computer simulation results is allowed for designing of the vortex tray with optimal design and determining the range of the effective work in different hydrodynamic regimes without expensive physical experiment.

Prospects for further research are: study of separation and heat-mass transfer characteristics of the vortex tray with HMTSE for gas cleaning.

Key words: vortex tray, heat-mass transfer separation element (HMTSE), computer simulation, optimization.

1. INTRODUCTION

Growing interest in the use of contact stages of vortex type is due to their high efficiency. Using vortex and highly turbulent flows allows the reduction of size and amount of workspace of an apparatus due to intensification of heat and mass transfer processes. Latest analysis research in the field of design improvement of contact devices [1 – 4] shows that in modern technologies drying and purification of natural gas are increasingly using mass transfer vortex trays with different ways of creating swirling flows (on canvas tray and other elements). Use of vortex contact devices significantly reduces the amount of liquid entrainment, decreases the flow resistance and increases the surface of contact phases [5 – 7].

A considerable amount of work, extensive experimental data is devoted to the study on hydrodynamic vortex contact devices. But to the problems of analysis and design of vortex contact devices not much attention

is given. Till now it does not exist a universal algorithm of calculation of vortex contact devices, which would allow to predict accurately and optimize the settings for different modes of mass transfer and separation processes.

Research object – vortex tray with HMTSE for gas cleaning processes. Research subject – hydrodynamic and technological conditions for the functioning of the vortex tray with HMTSE.

2. METHODOLOGY

For optimal diameter and height of the HMTSE of vortex contact stage the following conditions should be satisfied: a uniform distribution of the liquid film on the inner surface of the element; uniform contact of the gas stream with a liquid film; minimum entrainment from contact stage.

Optimization calculation of design of the HMTSE with using computer simulation allows getting optimal

size without expensive physical experiment.

To the base of program «Vortex tray» (Figs. 1, 2) the mathematical model considering the influence on the size of the HMTSE of technological parameters of the columnar apparatus is put [8].

For a software implementation, the results of mathematical modeling are used:

– height of the HMTSE (Fig. 3):

$$L = \frac{s}{g} \cdot \frac{W_{\phi}^2}{R}. \quad (1)$$

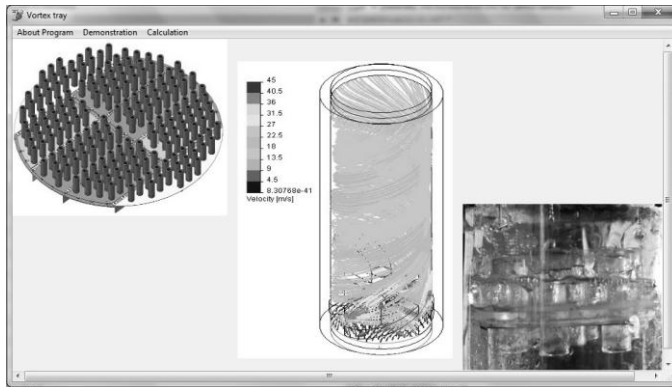


Fig. 1. The interface of program «Vortex tray»

Formula (1) and (2) were obtained by analyzing the effect of external forces on the liquid film in the contact tube. Optimum radius R should provide maximum value of upward velocity component of the gas stream, which performs balance of forces.

3. RESULTS AND DISCUSSION

The results of computer simulation under various conditions are shown in Figs. 4-8.

The graphic dependences, based on computer calculation result, are shown in Figs. 9-15. We carry out analysis. With increasing angular velocity of the gas flow at a constant value of liquid film thickness monotonic increase in the height of the tube occurs (Fig. 9). Increasing the value of force, that pushes the liquid film to the wall, the intensity of its spin increases. This requires a greater height of tube to avoid unwanted entrainment with contact stage. Increasing swirl of gas stream liquid will be distributed along the inner surface of the tube at regular intervals. Decreasing the tube radius, growth in height of tube runs with a large increase. Decreasing the section of tube it occurs increment in the speed of gas flow and in the buoyant forces, which leads to a more intense entrainment.

The graphic dependences, based on computer calculation result, are shown in Figs. 9-15. We carry out analysis. With increasing angular velocity of the gas flow at a constant value of liquid film thickness monotonic increase in the height of the tube occurs (Fig. 9).

Increasing the value of force, that pushes the liquid film to the wall, increases the intensity of its spin.

– liquid film thickness, rising through the inner wall of contact tube (Fig. 3):

$$s = \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot R}{\rho_L}, \quad (2)$$

where W_{ϕ} – angular speed of component of the liquid film, m/s; R – the radius of the contact tube, m (Fig. 3); g – acceleration of gravity, m/s²; C – the amount of liquid per unit volume of the contact tube, kg/m³; ρ_L – liquid density in kg/m³.

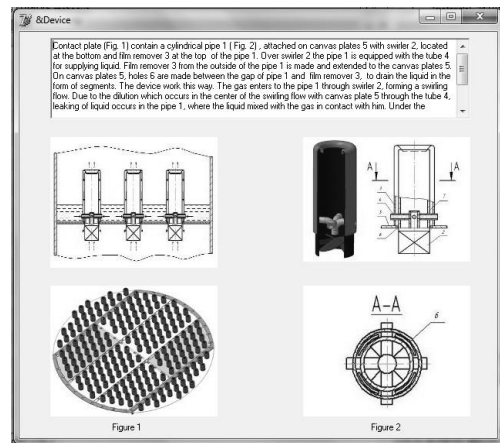


Fig. 2. A window with an explanation of the device and the operating principle of heat and mass transfer-separating element

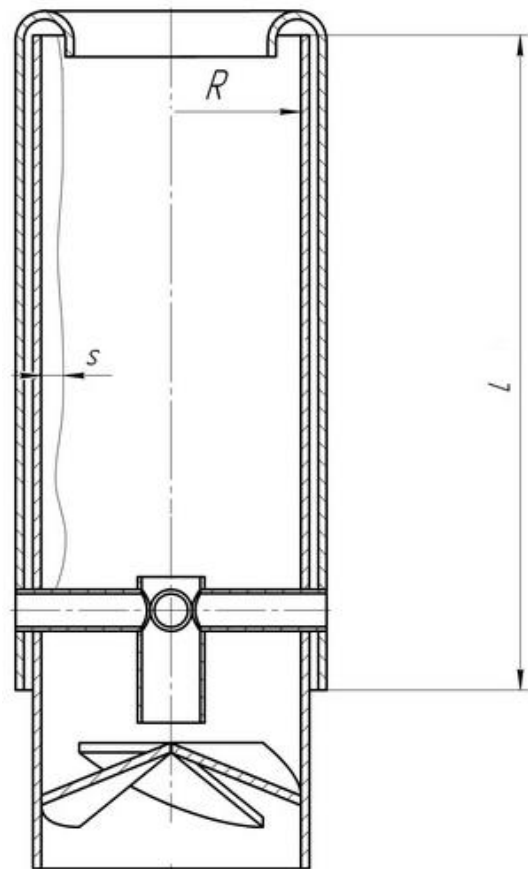


Fig. 3. Heat and mass transfer-separating element of contact trays

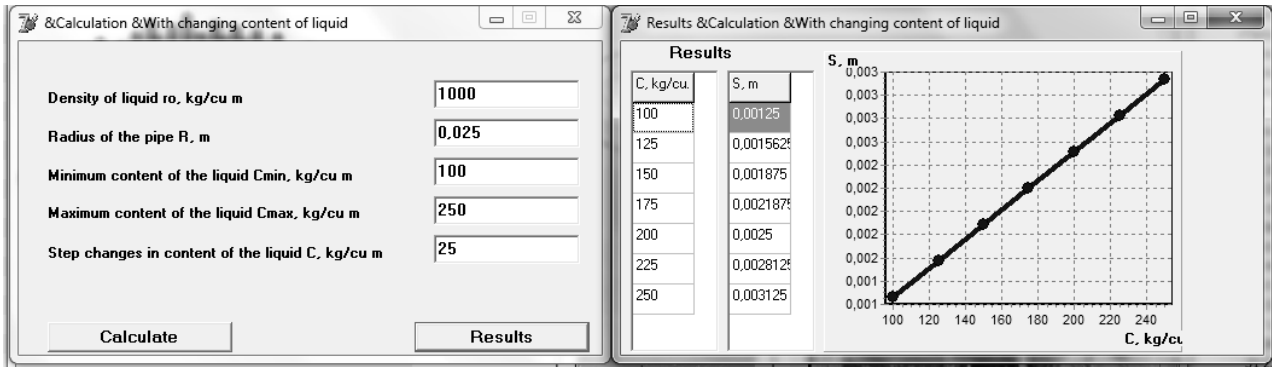


Fig. 4. The thickness of the liquid film at variable value C

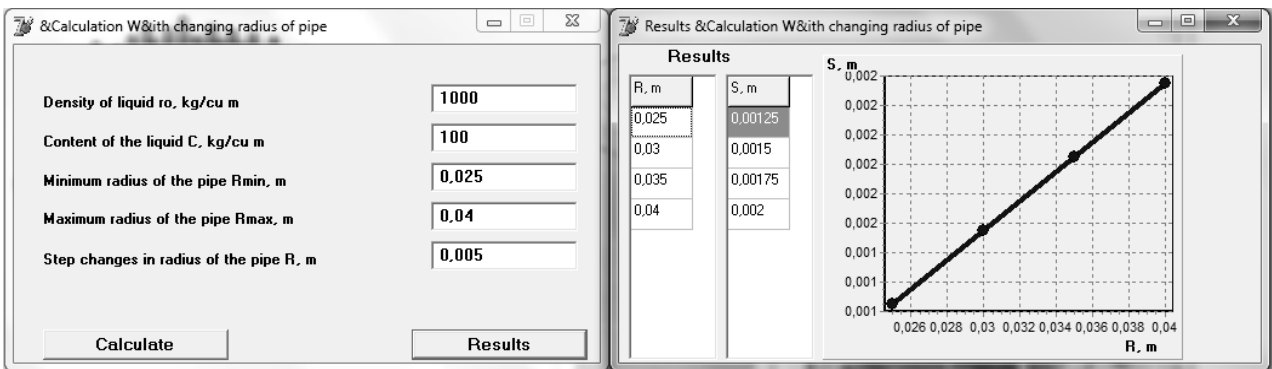


Fig. 5. The thickness of the liquid film at variable value R

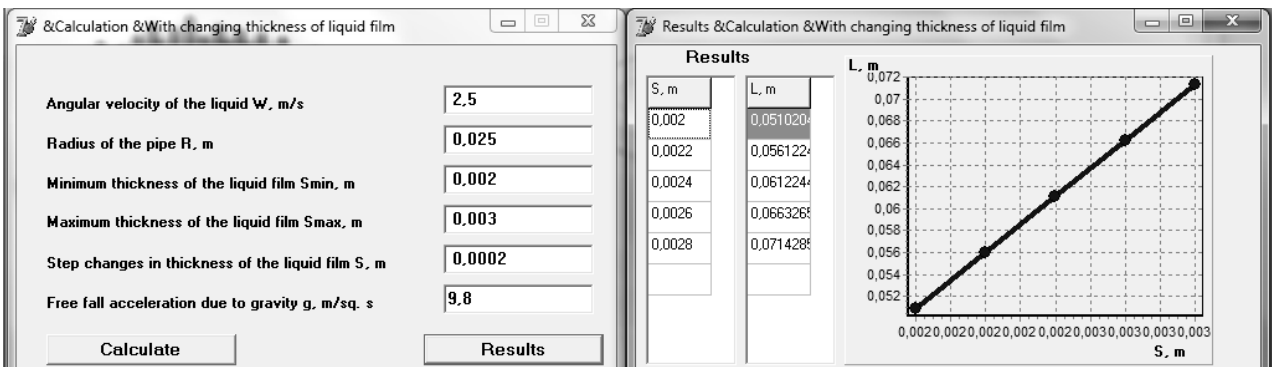


Fig. 6. The height of the contact tube at variable value S

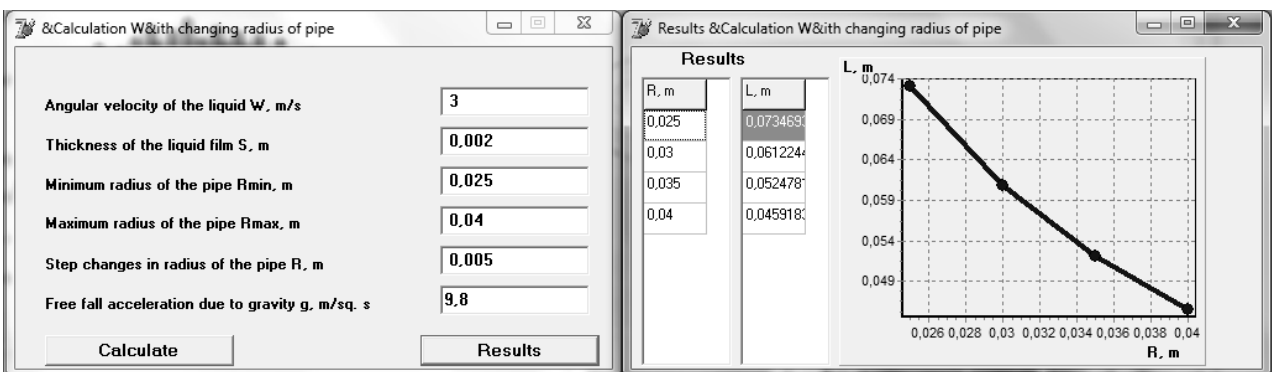


Fig. 7. The height of the contact tube at variable value R

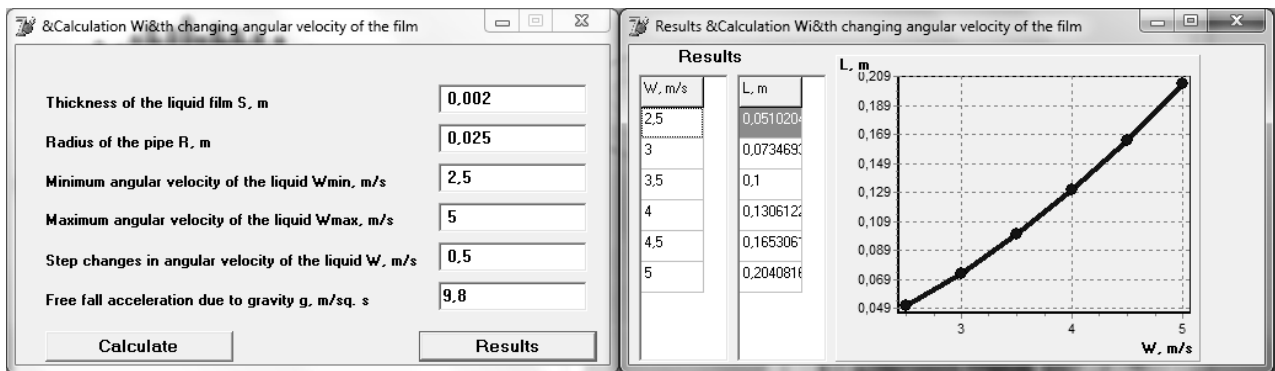


Fig. 8. The height of the contact tube at variable value W_ϕ

This requires a greater height of tube to avoid unwanted entrainment with contact stage. Increasing swirl of gas stream liquid will be distributed along the inner surface of the tube at regular intervals. Decreasing the tube radius, growth in height of tube runs with

a large increase. Decreasing the section of tube it occurs increment in the speed of gas flow and in the buoyant forces, which leads to a more intense entrainment.

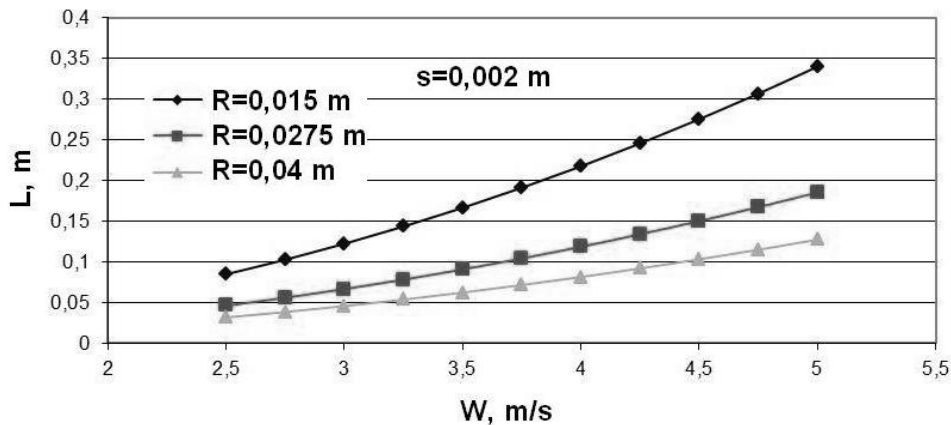


Fig. 9. Dependence of the tube height from angular speed in the liquid film at a constant film thickness

Increasing angular speed of gas flow at a constant radius of the contact tube it occurs monotonic increase in tube height (Fig. 10). Increasing load on the liquid phase and increased swirl gas stream of liquid film thickness increases the entrainment (occurs film layer separation from the wall). It is necessary to increase the height of the contact tube for preventing increased entrainment. The growth rate in height of the contact tube with the liquid film thickness shows increased amount of liquid that can be imposed from outside of contact stage.

Increasing the contact tube radius at constant angular speed of the liquid film, the liquid film thickness reduction in the height of the contact tube occurs (Fig. 11). This is due to the increase of centrifugal force and decrease of the buoyant forces on the liquid film.

Increasing the angular speed of the film contributes to a uniform distribution of liquid over the inner surface of the contact tube and reduces the ablation with a contact stage.

Liquid film thickness at constant value and increasing angular velocity of film leads to monotonic decrease in the tube height (Fig. 12). This is due to the increase in force, which pushes the liquid film to the inner surface of the contact tube and prevents the increased entrainment.

Increasing the thickness of the liquid film at a constant tube radius, angular speed of the liquid film leads to the increase in the tube height (Fig. 13). An increase in angular speed and in the thickness of liquid film results in an intense swirling of gas flow and in entrainment. To reduce the entrainment it is necessary to increase the height of the tube.

With an increase in volume, which holds the liquid inside the tube increases the film thickness (Figs. 14, 15). With an increase in volume of the contact tube (at quadratic dependence from the contact tube radius) growth in inner surface extends linearly from the radius, with increasing the volume of liquid in the tube the liquid film thickness increases.

4. CONCLUSIONS

The hydrodynamics influence of the gas flow and physicochemical properties of the liquid on the size of HMTSE was investigated. On the basis of analytical relationships optimization design calculation of vortex tray with HMTSE was held. Based on computer calculation results the graphic dependences, which allows the influence of the liquid amount, its velocity, thickness and other characteristics on the size of HMTSE were obtained.

Computer simulation results allowing to design the vortex tray with optimal design and determining the range of the effective work in different hydrodynamic regimes without expensive physical experiment were given.

Prospects for further research – study of separation and heat-mass transfer characteristics of the vortex tray with HMTSE for gas cleaning.

Results of computer simulation allow creating the vortex tray with optimal design of HMTSE and determining its effective work in different hydrodynamic regimes.

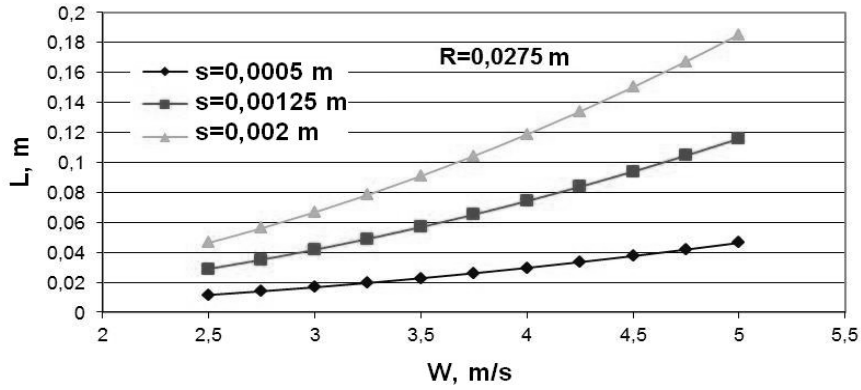


Fig. 10. Dependence of the tube height from angular speed of liquid film at a constant tube radius

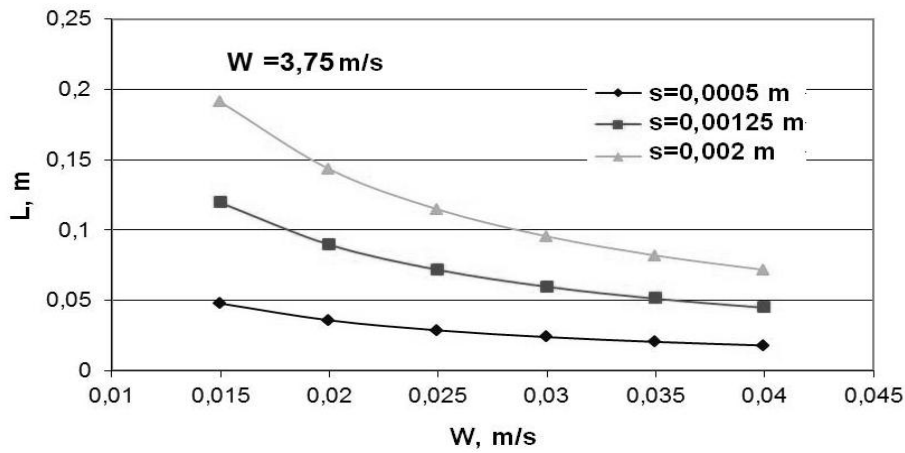


Fig. 11. Dependence of the tube height from the tube radius at constant angular velocity of the liquid film

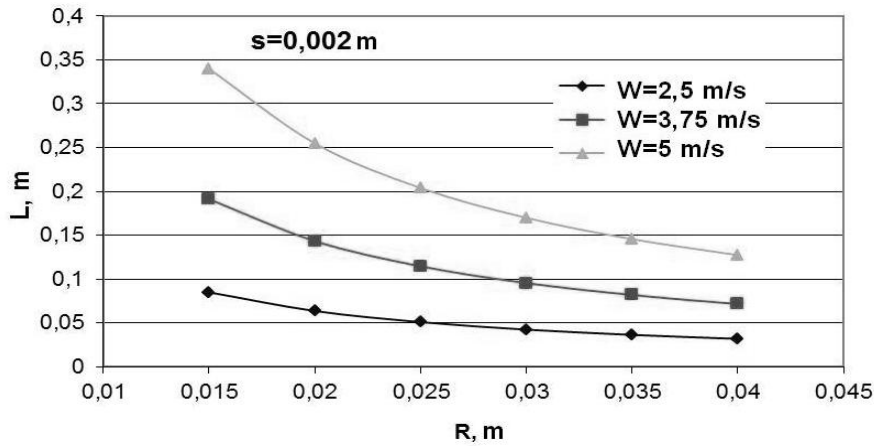


Fig. 12. Dependence of the tube height from pipe radius at a constant liquid film thickness

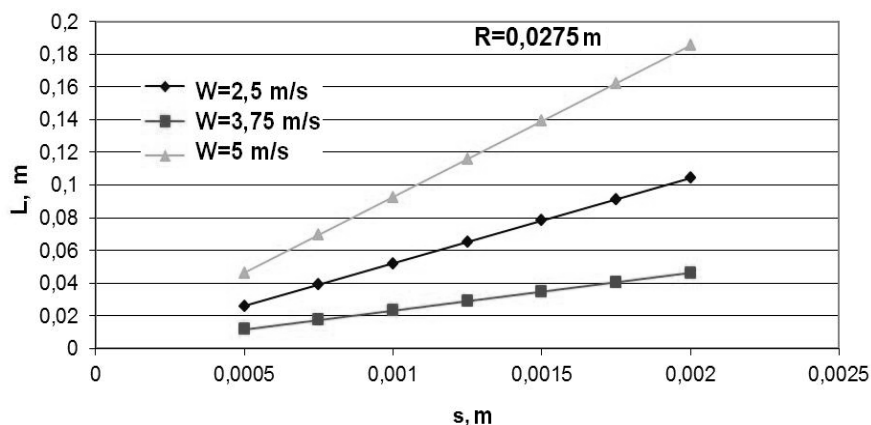


Fig. 13. Dependence of the tube height from the liquid film thickness at constant pipe radius

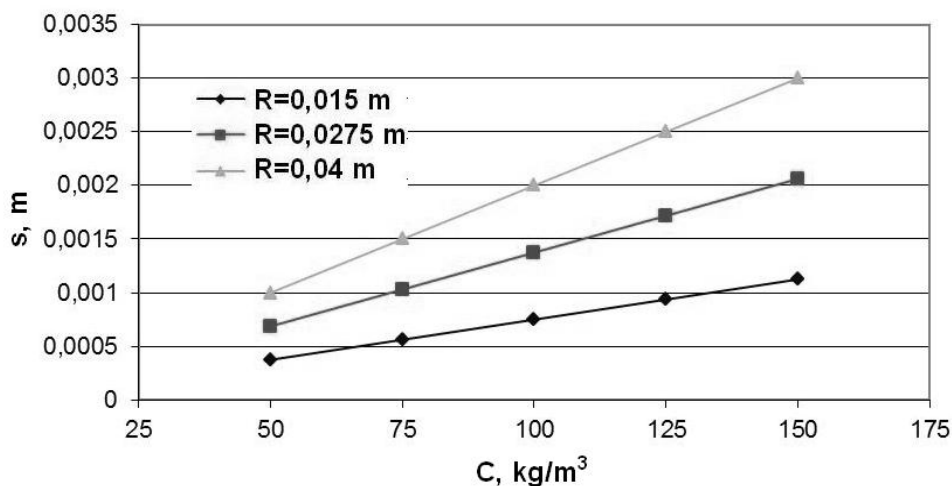


Fig. 14. Dependence of the liquid film thickness from volume that occupied liquid

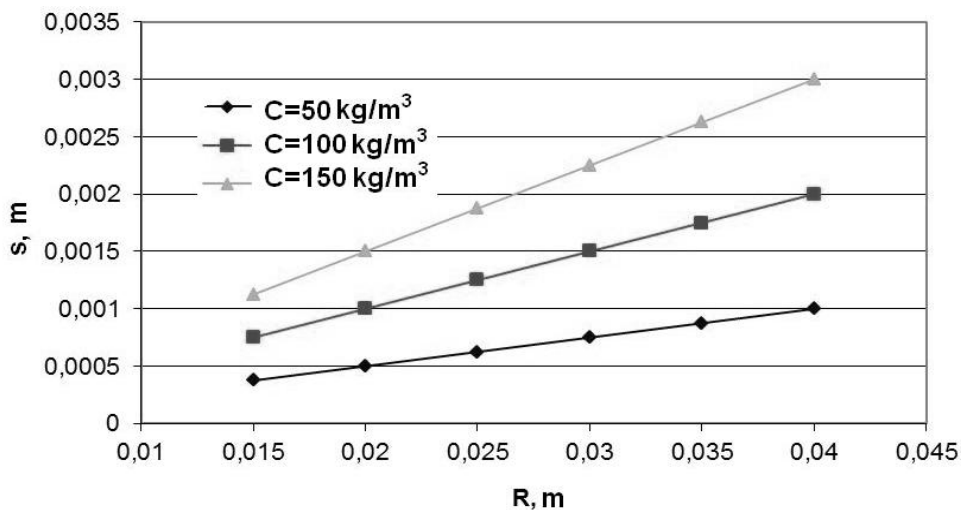


Fig. 15. Dependence of the liquid film thickness from tube radius

Расчет оптимального теплообменно-сепарационного элемента вихревой тарелки

А. Е. Артюхов¹⁾, А. Джаваид²⁾

^{1), 2)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

В работе рассмотрена методика оптимизационного расчёта теплообменно-сепарационного элемента вихревой тарелки. Приведены критерии выбора оптимальной конструкции элементов тарелки для очистки газов. Представлена компьютерная программа для расчёта оптимальной кон-



струкции вихревой ступени очистки газа. Объект исследования – вихревая тарелка с теплообменно-сепарационными элементами (ТМСЭ) для процессов очистки газа. Предмет исследования – гидродинамические и технологические условия работы вихревой тарелки с ТМСЭ. Исследовано влияние гидродинамики газового потока и физико-химических свойств жидкости на размеры ТМСЭ. Впервые на основании аналитических зависимостей проведён оптимизационный расчёт конструкции вихревой тарелки с ТМСЭ. На основе результатов компьютерного расчёта получены графические зависимости, которые учитывают влияние количества жидкости, скорости её движения, толщины плёнки и других характеристик на размеры ТМСЭ. Результаты компьютерного моделирования позволяют спроектировать вихревую тарелку с оптимальной конструкцией и определить диапазон её эффективной работы в различных гидродинамических режимах без применения дорогостоящего физического эксперимента. Перспективы дальнейших исследований - исследование сепарационных и теплообменных характеристик вихревой тарелки с ТМСЭ для очистки газов.

Ключевые слова: вихревая тарелка, теплообменно-сепарационный элемент, компьютерное моделирование, оптимизация.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Voinov N. A. Hydrodynamics and mass exchange in vortex rectifying column / N. A. Voinov, N. A. Nikolaev, A. V. Kustov // *Russian Journal of Applied Chemistry*. – 2009. – Vol. 82. – Issue 4. – P. 730–735.
2. Петров В. И. Разработка и исследование вихревых контактных устройств с активным теплообменом в зоне контакта фаз / В. И. Петров, А. С. Бальбердин, И. А. Махоткин // *Вестник Казанского технологического университета*. – 2006. – № 5. – С. 52–56.
3. Artyukhov A. Y. Conditions of counterflow motion phases on mass transfer and separation trays for distillation and absorption columns / A. Y. Artyukhov, O. O. Liaposhchenko // *Journal of Hydrocarbons Mines and Environmental Research*. – 2009. – Vol. 5(1). – P. 21–27.
4. Voynov N. A. Vihrevyye kontaktnyye stupeni dlya rektifikatsii / [Voynov N. A., Nikolaev N. A., Kustov A. V., Nikolaev A. N., Tarovaty D. V.] // *Vortex contact stages for rectification. Khimiya rastitel'nogo syr'ya. Chemistry of plant raw materials*. – 2009. – Vol. 3. – P. 173–184.
5. Usmanova R. R. Hydrodynamic and mass transfer in vortical-type devices / R. R. Usmanova, A. K. Panov, G. E. Zaikov. // *Nova Science Pub.* – New York, 2008. – P. 10–15.
6. Voinov N. A. Mass transfer in gas-liquid layer on vortex contact stages / Voinov N. A., Zhukova O. P., Lednik S. A., Nikolaev N. A. // *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. – 2013. – Vol. 47 (1). – P. 62–67.
7. Zibert G. K. Investigation of mass transfer direct-flow/centrifugal elements / G. K. Zibert, I. E. Ibragimov // *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostroenie. – Chemical and Petroleum Engineering*. – 2013. – Vol. 6. – P. 2–5.
8. Artyukhov A. Y. Optimization of mass transfer separation elements of columnar equipment for natural gas preparation / A. Y. Artyukhov // *Chemical and Petroleum Engineering* – 2014. – Vol. 49. – № 11–12. – pp. 736–740.

REFERENCES

1. Voinov N. A., Nikolaev N. A., Kustov A. V. (2009). *Russian Journal of Applied Chemistry*, Vol. 82, Issue 4, pp. 730–735.
2. Petrov V. I., Balyberdin A. S., Makhotkin I. A. (2006). *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, Vol. 5, pp. 52–56. [in Russian].
3. Artyukhov A. Y., Liaposhchenko O. O. (2009). *Journal of Hydrocarbons Mines and Environmental Research*, Vol. 5(1), pp. 21–27.
4. Voynov N. A., Nikolaev N. A., Kustov A. V., Nikolaev A. N., Tarovaty D. V. (2009). *Vortex contact stages for rectification. Khimiya rastitel'nogo syriya. Chemistry of plant raw materials*, Vol. 3, pp. 173–184.
5. Usmanova R. R., Panov A. K., Zaikov G. E. (2008). *Nova Science Pub*, pp. 10–15.
6. Voinov N. A., Zhukova O. P., Lednik S. A., Nikolaev N. A. (2013). *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, Vol. 47 (1), pp. 62–67.
7. Zibert G. K., Ibragimov I. E. (2013). *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 6, – pp. 2–5.
8. Artyukhov A. Y. (2014). *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 49, № 11–12, pp. 736–740.



Моделювання конструкції привода кривошипного устаткування з напресованим маховиком

В. С. Запорожченко¹⁾, А. В. Запорожченко²⁾

^{1),2)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

Article info:

Paper received:

09 April 2014

The final version of the paper received:

11 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ zaporo@rambler.ru

²⁾ niutka@rambler.ru

Статтю присвячено вдосконаленню конструкції привода кривошипного штампувального устаткування, до складу якого замість традиційного литого маховика введено маховик, складений із напресованих одне на одне кілець, і створенню тривимірної твердотільної моделі такого привода.

Ключові слова: штампувальне устаткування, кривошипний прес, маховичний привод, литий маховик, напресований маховик, електричний двигун, муфта, гальмо, шатун, повзун.

1. ВСТУП ТА ПОСТАНОВКА МЕТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Сьогодні, в еру інновацій та цифрових технологій, незамінними помічниками людини стали сучасні комп'ютерні засоби, які виконують величезну кількість функцій конструювання, моделювання, розрахунку нових процесів і пристроїв, створення та поширення документації, зберігання, обробки і передачі інформації [1]. Застосування цифрових технологій не лише прискорює й робить зручним процес проектування, але і є більш дешевим та функціональним.

Процеси обробки металів тиском (ОМТ) є одними із найбільш прогресивних у сучасному машинобудуванні завдяки раціональному перерозподілу матеріалу при отриманні заготовок і деталей заданої форми, а не за рахунок видалення частини його у стружку, як при обробці різанням [2]. Але устаткування для обробки тиском розвиває значні зусилля, має великі розміри та високу вартість. Тому проектування, виготовлення і випробування таких машин вимагає значних витрат розумової й фізичної праці [3]. Перспективно для цього застосовувати сучасні методи комп'ютерного моделювання та системи автоматизованого проектування (САПР) з метою удосконалення вітчизняних ковальсько-штампувальних машин, які на машинобудівних підприємствах України, у переважній більшості, мають застарілу конструкцію. Особливо це стосується привода кривошипних пресів, який, як правило, складається з трифазного асинхронного електродвигуна, клинопасової передачі, суцільного маховика, фрикційних муфти та гальма, зубчастих передач і проміжних валів. Найбільш недосконалою ланкою у приводі сучасної кривошипної машини є саме маховик, принципова конструкція якого не змінювалася понад 100 років.

У минулому столітті з'явилися наукові праці професора Гуліа М. В. [4], присвячені проблемі

створення ефективних механічних накопичувачів енергії – витих маховиків. Ця проблема найбільш актуальна сьогодні, коли палива стає все менше, а енергія дорожчає з кожним днем. Супермаховики професора Гуліа, наприклад, виготовлені у вигляді навитих на вал карбонових волокон, допускають частоту обертання до 30000 обертів за 1 хвилину і об'єктивно найкращі за перспективами накопичення енергії [5]. Із ними пов'язують подальший розвиток енергетики, транспорту, вантажопідйомних машин, авіації та космонавтики. Але сьогодні такі супермаховики знайшли застосування лише у маховичних електромобілях і громадському транспорті.

Цікаво розмістити так званій супермаховик у приводі кривошипних штампувальних пресів. Тому було запропоновано виготовити маховик не суцільним, а витим зі стрічки чи дроту [6] або складеним із пружних стрічкових елементів [7] і розмістити його на прийнятному валу співвісно валу електричного двигуна. Але відомі технічні рішення складні за конструкцією, потребують кропіткої і тривалої праці для виготовлення відомих маховиків за допомогою спеціальної намотувальної машини із використанням суперклею, приварювання останнього витка, встановлення баластів тощо. Це обмежує впровадження витих маховиків на промисловому штампувальному устаткуванні.

Метою цієї роботи є удосконалення конструкції складеного маховика у приводі кривошипного устаткування і впровадження технології його виготовлення без застосування намотувального та зварювального обладнання і спеціального суперклею, що погіршує екологію довкілля.

2. НОВА КОНСТРУКЦІЯ СКЛАДЕНОГО МАХОВИКА

На підставі пошуково-конструкторської роботи і аналізу недоліків супермаховика, навитого зі стрічки чи дроту, в СумДУ запропоновано нову конструкцію складеного маховика, який складається з кількох кілець поступово більшого діаметра, насаджених одне на одне з натягом за допомогою пресової чи термічної посадок [8]. У першому випадку щільне з'єднання утворюється за рахунок зусилля потужного гідравлічного преса, а у другому – за рахунок різниці температур зовнішнього нагрівального кільця і внутрішнього охолоджувального кільця. З'являється можливість виготовляти складений маховик із різноманітних матеріалів різної міцності та питомої ваги (густини). При обертанні маховика в його ободі виникають напруження розтягання, величина яких збільшується пропорційно квадрату відстані від осі обертання. Внутрішні кільця меншого діаметра можуть бути виготовлені із дешевого матеріалу низької міцності, наприклад із пластмаси, наступні кільця – із

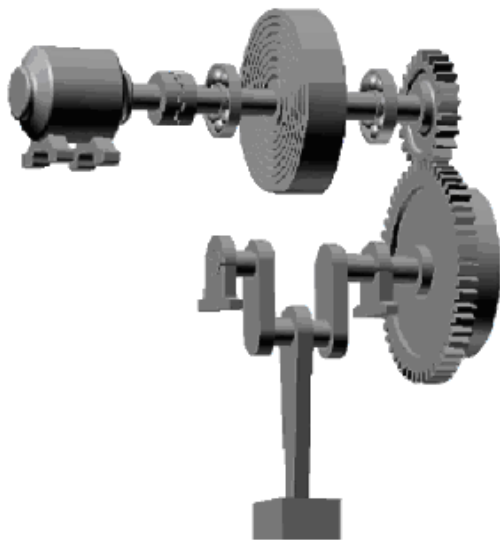


Рис. 1. Твердотільна тривимірна модель привода кривошипного преса

легкого кольорового металу, наприклад, із дюралюмінію, далі із вуглецевої сталі середньої міцності, і, нарешті, найбільш навантажені зовнішні кільця – із високоміцної легованої сталі. Це дозволяє зменшити масу і вартість складеного маховика при незмінному моменті інерції і запасі кінетичної енергії.

Далі було створено просторову твердотільну модель нового привода кривошипного преса із маховиком, обід якого складається із надресованих на приймальний вал концентричних кілець шириною 50 мм і товщиною 8 мм (рис. 1), і розроблено 3D-модель надресованого маховика з кілець, виготовлених із різних матеріалів (рис. 2). Це дозволило змодельовувати роботу запропонованого привода і з'ясувати, що при обертанні маховика у надресованих кільцях виникають напруження, близькі до допустимих для даного матеріалу. Тобто така конструкція маховика дає можливість практично повністю використати ресурс міцності матеріалу кожного кільця.

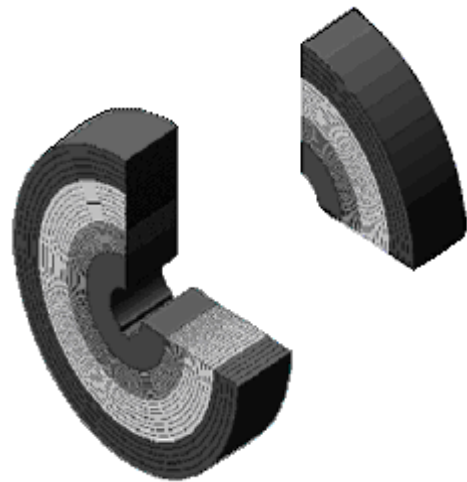


Рис. 2. 3D-модель надресованого маховика, виготовленого із різних матеріалів

На підставі створеної 3D-моделі виконано наочне складання моделі маховика шляхом насування одного кільця на інше та розбирання її на складові деталі.

Спроектований за допомогою САПР привід кривошипного преса (рис. 3) складається з електричного двигуна 1, пружної з'єднувальної муфти 2, приймального вала 3, розміщеного у підшипникових вузлах 4 із встановленим на ньому надресованим маховиком 5, а також зубчастої передачі, яка містить шестерню 6 та зубчасте колесо 7. У зубчасте колесо вмонтовано систему вмикання 8 преса, що складається з муфти й гальма. Зубчасте колесо 7 встановлено на кривошипному валу 9, який з'єднано шатуном 10 із повзуном преса (на кінематичній схемі привода останній умовно не показаний). Пружна з'єднувальна муфта 2 дозволяє демпфувати (згладжувати) пружні коливання привода від ударних навантажень виконавчого механізму, щоб вони значно менше впливали на роботу електричного двигуна 1.

Маховик 5 виконано у вигляді концентричних кілець, насаджених на центральну обертальну деталь (втулку, маточину тощо), а далі одне на одне з натягом.

Виконання обода складеного маховика з великої кількості концентричних кілець зумовлене тим, що метал у вигляді прокатої або протягнутої труби, з якої далі нарізають кільця, має більшу міцність, ніж литий монолітний маховик. Наприклад, литий монолітний метал зі сталі 45 має межу міцності при розтягуванні 550 МПа, а труба діаметром від 50 до 100 мм, виготовлена з того самого металу, – до 650 МПа за рахунок нагартування металу.

Нова конструкція маховика з ободом, надресованим із концентричних кілець, дає змогу збільшити кількість обертів без порушення його суцільності (цілісності). Це дозволяє встановити надресований маховик на валу електричного двигуна і позбутися громіздкої клинопасової передачі.

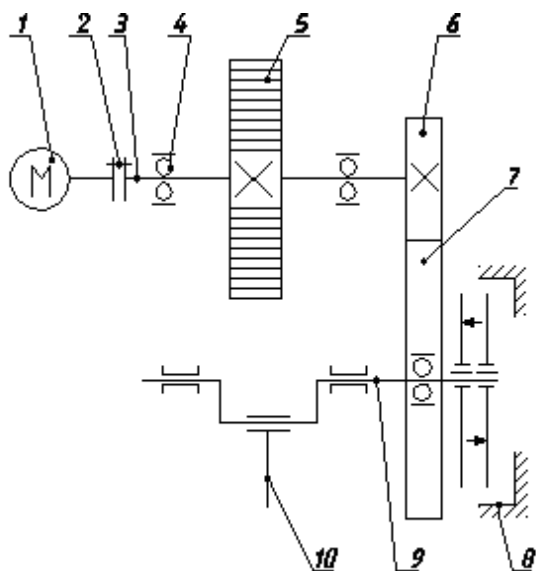


Рис. 3. Кінематична схема привода преса з напресованим маховиком

Більша кутова швидкість маховика забезпечує збільшення запасу кінетичної енергії, тобто підвищення енергоємності привода або при незмінній величині кінетичної енергії зменшення радіальних розмірів маховика, тобто зниження матеріаломісткості конструкції.

Запропонований привід працює так. Від електродвигуна 1 через з'єднувальну муфту 2 обертання передається маховику 5, розміщеному на приймальному валу 3 та шестерні 6, яка знаходиться в зачепленні із зубчастим колесом 7, вільно встановленим на кривошипному валу 9. При вмиканні муфти кривошипного преса відбувається з'єднання зубчастого колеса 7 із кривошипним валом 9. Вал 9 обертається і

через шатун 10 приводить у зворотньо-поступальний рух повзун. При вимиканні муфти відбувається роз'єднання зубчастого колеса 7 з кривошипним валом 9 і одночасне гальмування обертання вала та інших ведених деталей привода. Під час вистоювання повзуна у крайньому верхньому положенні і його холостого ходу вниз електродвигун 1 розганяє маховик 5, що накопичує значний запас кінетичної енергії завдяки збільшенню швидкості обертання. При робочому ході, коли опір деформованого металу різко зростає, швидкість обертання привода починає зменшуватися. Інерція маховика 5 намагається підтримувати її сталою. При цьому маховик 5 віддає частину своєї кінетичної енергії і допомагає електричному двигуну 1 долати збільшений опір переміщенню повзуна вниз. Після закінчення робочого ходу електродвигун 1 знову розганяє маховик 5 до попередньої швидкості і відновлює запас його кінетичної енергії, який було віддано під час робочого ходу на виконання технологічної операції. Таким чином, корисна робота деформації металу виконується пресом не лише за рахунок роботи електричного двигуна у цей період, але й за рахунок частини кінетичної енергії, накопиченої маховиком.

Заявлений маховик (рис. 4) включає елемент 1 кріплення до вала (центральну втулку, маточину, тощо) та обід 2, виконаний у вигляді групи концентричних кілець різної товщини з різних матеріалів, міцність яких поступово збільшується від центра маховика до його периферії. Наприклад, товщина кілець 3, 4, 5, 6, 7 і 8 (рис. 4 а), розрахована за безмоментною теорією оболонок, збільшується пропорційно квадрату відстані кожного витка від осі обертання (від центра) маховика, що забезпечує їх однакову міцність при високих швидкостях обертання маховика.

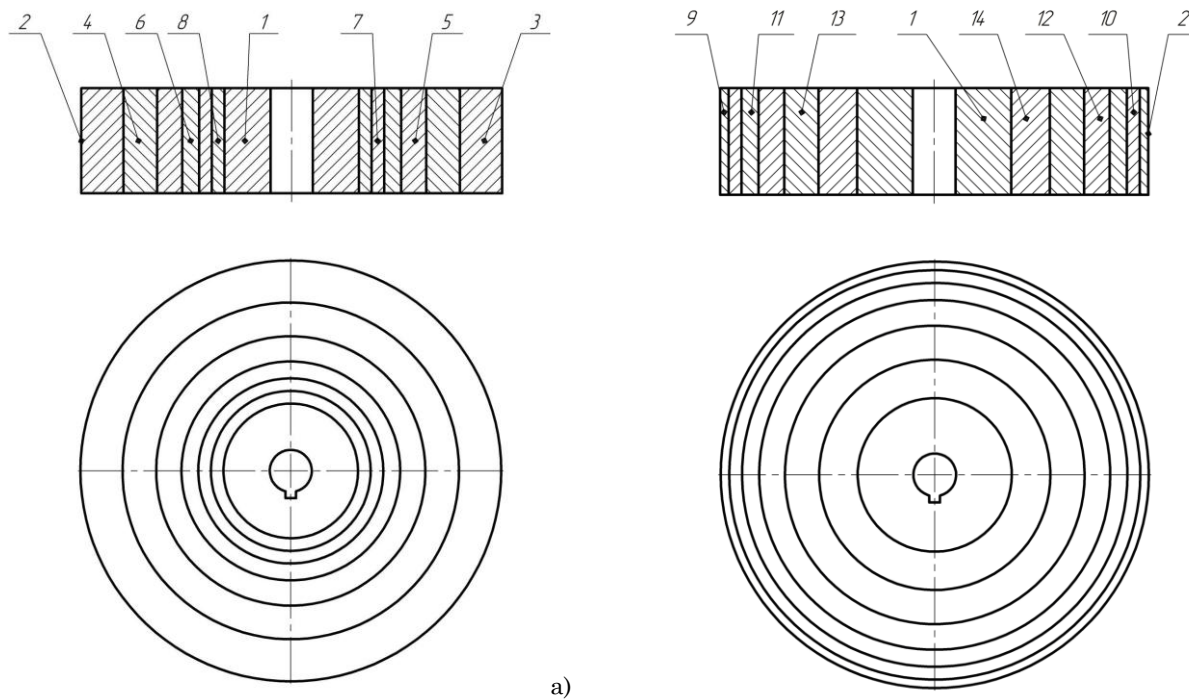


Рис. 4. Схеми запропонованого маховика із концентричними кільцями, товщина яких збільшується (а) чи зменшується (б) до периферії

Товщина кілець 9, 10, 11, 12, 13 і 14 (рис. 4 б), виготовлених із різних марок сталі, поступово зменшується від центра маховика до його периферії, а межа міцності кожного кільця відповідно збільшується, що забезпечує їх рівномірність. Так, для виготовлення внутрішніх кілець використовується вуглецева сталь загального призначення, наприклад, Ст.1, Ст.2, Ст.3 і т. д., для середньої групи кілець – вуглецева якісна сталь із поступовим збільшенням вмісту вуглецю, наприклад, сталь 10, сталь 20, сталь 30 і т. д., а для найбільш навантажених при роботі зовнішніх кілець застосовується високоякісна легована сталь, наприклад, сталь 20Х, сталь 35Х, сталь 40ХН та ін., або сплави з особливими міцнісними та пружними властивостями і навіть надміцні вуглецеві волокна й стрічки, які отримали назву карбонових, що у сотні разів більш міцні, ніж сталь.

ВИСНОВКИ

Використання запропонованого привода кривошипного преса завдяки вдосконаленню конструкції маховика та зміні місця його розміщення у приводі забезпечує нижче перелічені переваги.

1. Технологічний процес виготовлення напруженого маховика здійснюється без застосування намотувальних машин, екологічно шкідливого суперклею, приварювання кінцевого шару стрічки, встановлення пружних кілець, баластів і т. п. Кільця завдяки їх внутрішній структурі, яка утворена холодним прокатуванням чи волочінням труб, мають міцність, вищу від міцності початкового литого металу.

2. Напрямок обертання маховика можливий у будь-якому напрямі і не залежить від напрямку навівання стрічки чи дроту.

3. Можливість застосування різноманітних технологічних процесів складання запропонованого маховика з натягом: термічного, за рахунок різниці температури, напрусування кілець під гідравлічним пресом тощо.

4. Кільця різної товщини можуть бути виготовлені з різноманітних металевих або неметалевих матеріалів, що розширює можливості підбору потрібних конструктивних та енергетичних параметрів маховика.

5. Такий привод може знайти широке використання у ковальсько-штампувальному устаткуванні для приведення в рух кривошипних пресів, механічних ножиць, горизонтально-кувальних та горизонтально-згинальних машин і ковальсько-штампувальних автоматів із маховичним приводом, коли штампувальна галузь промисловості України після економічної кризи почне працювати на повну потужність.

Науково-пошукова робота проводиться силами кращих студентів у рамках дослідницької діяльності гуртка винахідників СумДУ. Результати роботи використовуються у навчальному процесі при викладанні дисциплін «Нарисна геометрія» та «Інженерна і комп'ютерна графіка».

Modeling of crank equipment drive construction with pressed flywheel

V. S. Zaporozhchenko¹⁾, A. V. Zaporozhchenko²⁾

^{1), 2)} *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., Sumy, Ukraine, 40007*

The article is devoted to improving the construction of the drive crank punching equipment, which instead of the traditional cast flywheel includes flywheel consisting of pressed one by one rings, and to creating the three-dimensional solid-body model of such drive.

Key words: punching equipment, crank press, flywheel's drive, cast flywheel, flywheel with pressed rings, electric motor, clutch, brake, connecting rod, slide.

Моделирование конструкции привода кривошипного оборудования с прессованным маховиком

В. С. Запорожченко¹⁾, А. В. Запорожченко²⁾

^{1), 2)} *Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, Сумы, Украина, 40007*

Статья посвящена совершенствованию конструкции привода кривошипного штамповочного оборудования, в состав которого вместо традиционного литого маховика введен маховик, составленный из напрессованных друг на друга колец, и созданию трехмерной твердотельной модели такого привода.

Ключевые слова: штамповочное оборудование, кривошипный пресс, маховидный привод, литой маховик, напрессованный маховик, электрический двигатель, муфта, тормоз, шатун, ползун.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ковальов Ю. М. Прикладна геометрія: нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка, сучасні напрями / Ю. М. Ковальов, В. М. Верещага. – К.: Омега-Л, 2012. – 472 с.
2. Романцев Б. А. Обработка металлов давлением / Б. А. Романцев, А. В. Гончарук, Н. М. Вавилкин, С. В. Самусев. – М.: Изд. дом МИСиС, 2008. – 960 с.
3. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков. – М.: Изд. МГТУ, 2006. – 560 с.
4. Гулия Н. В. Инерционные аккумуляторы энергии / Н. В. Гулия. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1973. – 240 с.
5. Гулия Н. В. Супермаховики – из суперкарбона / Н. В. Гулия // Изобретатель и рационализатор. – 2005. – № 12 (672). – С. 14.
6. Патент України № 30037, МПК В30В 15/00. Привод кривошипного преса / В. С. Запорожченко (Україна).– Надрук. 15.11.2000, Бюл. № 6-II.
7. А.с. 1824796 СССР, МКИ В30В 15/00. Привод кривошипного преса / В. С. Запорожченко, А. Н. Загородний (СССР). – Заявка № 4936215/27; заявлено 14.05.91; зарегистр. 12.10.92.
8. Патент України № 83924, МПК F16F 15/30 (2006.01). Маховик / В. С. Запорожченко, А. М. Демченко, А. В. Запорожченко (Україна).– Надрук. 10.10.2013, Бюл. № 19.

REFERENCES

1. Kovalov Yu. M. (2012). *Prikladna geometriya: narisna geometriya, inzhenerna ta komp'yuterna grafika, suchasni napryami*. K., Omega-L, 472 p. [in Ukrainian].
2. Romantsev B. A., Goncharuk A. V., Vavilkin N. M., Samusev S. V. (2008). *Obrabotka metallov davleniem*. M, Izd. Dom MISiS, 960 p. [in Russian].
3. Zhivov L. I., Ovchinnikov A. G., Skladchikov E. N. *Kuznechno-shtampovochnoe oborudovanie*. (2006). M.: Izd. MGTU, 560 p. [in Russian].
4. Gulia N. V. (1973). *Inertsionnyie akkumulyatoryi energii*. Voronezh, Izd. VGU, 240 p. [in Russian].
5. Gulia N. V. (2005). *Izobretatel i ratsionalizator*, Vol. 12(627), pp 14. [in Russian].
6. Zaporozhchenko V. S. (2000). *Privod krivoshipnogo presa* [Patent Ukrainian], Vol.6-II. [in Ukrainian].
7. Zaporozhchenko V. S., Zagorodniy A. N. (1992). [A.s. 1824796 SSSR, MKI V30V 15/00]. [in Ukrainian].
8. Zaporozhchenko V. S., Demchenko A. M. (2013). [Patent Ukrayini №83924, MPK F16F 15/30]. [in Ukrainian].



Графоаналітичний метод визначення напірних характеристик відцентрово-вихрових насосів

М. В. Найда¹⁾

¹⁾ Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна

Article info:

Paper received:

27 May 2014

The final version of the paper received:

10 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ sribn@mail.ru

Відцентрові-вихрові насоси мають досить хороші експлуатаційні показники, в результаті вдалого використання позитивних властивостей відцентрового робочого колеса і вихрового, закріплені на загальному валу. На жаль наукових робіт, присвячених експериментальним і теоретичним проблемам у відкритій пресі вкрай недостатньо, що гальмує вдосконалення цього виду насосів. Особливо ускладнює роботу з удосконалення відцентрово-вихрових насосів відсутність аналітичних залежностей, що описують характеристики відцентрово-вихрових насосів.

У статті представлені дані експерименту на відцентрово-вихровому насосі для визначення величин напору в залежності від подачі. Представлений графоаналітичний метод визначення напірних характеристик відцентрово-вихрових насосів. Запропоновано метод графоаналітичної побудови напірних характеристик. Проведено розрахунки за запропонованими формулами напірних характеристик для різних чисел обертів і зроблено зіставлення розрахункових кривих з експериментальними даними. Проведено нормування напору і подачі; запропонована формула для побудови безрозмірних характеристик для різної частоти обертання.

Ключові слова: відцентрово-вихровий насос, графоаналітичний метод, напірна характеристика, робоче колесо, експеримент, напір, подача.

1. ВСТУП

Відцентрово-вихрові насоси зазвичай знаходять застосування для живлення малих котлів системи водяного опалення, а також в системах водопостачання, в харчовій та нафтовій промисловості.

Відцентрові-вихрові насоси мають досить хороші експлуатаційні показники, в результаті вдалого використання позитивних властивостей відцентрового робочого колеса і вихрового, закріплені на загальному валу.

Відцентрове робоче колесо забезпечує висоту всмоктування до 7 метрів водяного стовпа, а вихрове колесо - високий напір 100 – 200 метрів, і самовсмоктування. Коефіцієнт корисної дії відцентрово-вихрових насосів, що випускаються серійно досягає 45 – 48 %, подача порядку 35-40 м³/год [1].

Дослідженням відцентрово-вихрових насосів займалися ще з п'ятдесятих років минулого століття і пізніше [2-7].

В результаті проведених експериментів були знайдені оптимальні співвідношення геометричних розмірів, що дозволили створити працездатні консольні конструкції насосів типу ЦВК, які випускають заводи СНД і до теперішнього часу.

На жаль наукових робіт, присвячених експериментальним і теоретичним проблемам у відкритій пресі вкрай недостатньо, що гальмує вдосконалення цього виду насосів. Вкрай мало і патентів на нові конструкції відцентрово-вихрових насосів [7-9].

Особливо ускладнює роботу з удосконалення відцентрово-вихрових насосів відсутність аналітичних залежностей, що описують характеристики відцентрово-вихрових насосів.

Метою статті є отримання насамперед аналітичного виразу для опису напірної характеристики $H = f(Q)$ відцентрово-вихрового насоса.

2. МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЯГНЕННЯ ВСТАНОВЛЕНОЇ МЕТИ

Для досягнення встановленої мети було проведено серію експериментів [10], в результаті яких отримані дані для побудови напірних характеристик при частоті обертання 1000, 2000, 3000 об/хв. (таблиця 1, 2, 3).

Таблиця 1 – Результати експерименту при $n = 1000$ об/хв.

H, м	9,5	7,5	5,5	5	4	3	2	1,5
Q, м ³ /доб	0	2	4	5	6	8	10	12

Таблиця 2 – Результати експеримента при $n = 2000$ об/хв.

H, м	26	22	17	13	11	7	5	3
Q, м ³ /доб	0	3	6	9	12	15	18	20

В експериментах використана конструкція відцентрово-вихрового ступеня (рис. 1), яка, маючи ті ж самі властивості, що і традиційні відцентрово-вихрові насоси,

Таблиця 3 – Результати експеримента при $n = 3000$ об/хв

$H, \text{ м}$	32	31	28	20	15	7	4	2
$Q, \text{ м}^3/\text{доб}$	0	5	10	20	25	35	40	50

значною мірою позбавлена їхніх основних недоліків (незадовільна експлуатаційна надійність; значні осьові сили) [11].

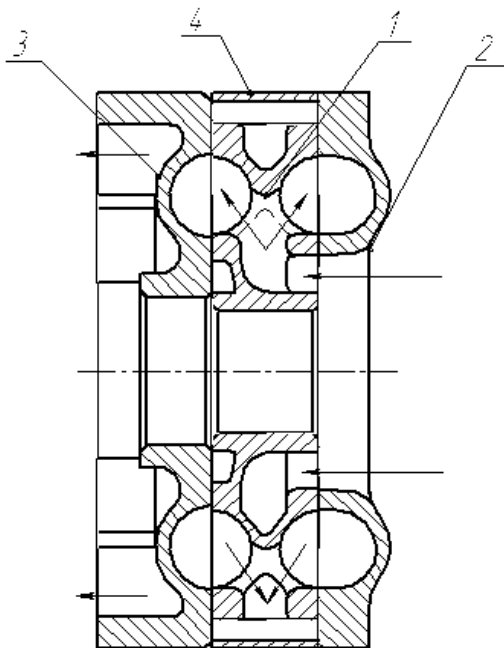


Рис. 1. Загальний вид ступені: 1 – робоче колесо; 2 – передня вихрова ступень; 3 – задня вихрова ступень; 4 – корпус робочого колеса

Вказана ступень по своєму конструктивному виконанню відноситься до малорозмірного типу робочих органів динамічних насосів. Дана ступень має однолопатеве відцентрове робоче колесо, що забезпе-

чене додатковими вихровими каналами, які виконують функцію вихрового робочого колеса закритого типу, що розташовані з протилежного боку основних каналів. Кожен вихровий канал є вибіркою з увігнутих дном, виконаною по дузі. Дуга далі переходить на сторони, що взаємодіє з потоком, в прямолінійну площину. Робоче колесо однолопатеве, виконане з поєднанням кільцевих та радіальних каналів.

Для обробки результатів використовувався метод описаний в [12].

Метод відноситься до графоаналітичного і полягає в наступному.

Експериментальні точки, наведені в таблицях 1, 2, 3 наносяться в декартових координатах $H-Q$ (рис. 2, 3, 4). Потім відповідно до рекомендацій [12], вибирається вид аналітичної залежності.

В даному випадку це вираз:

$$\frac{y}{y_0} = \frac{1}{e^{a(x/x_m)^k}}, \quad (1)$$

де $y = H$ – поточне значення напору насоса, м; $y_0 = H_0$ – максимальне значення напору при нульовій подачі $Q = 0$; $x = Q$ – поточне значення подачі насоса, $\text{м}^3/\text{доб}$; $x_m = Q_m$ – значення подачі насоса в залежності від показника степені k при експоненті; a – константа, що залежить від показника степені k .

Для даного випадку за рекомендаціями [12] значення константи a і показника степеня k в залежності від виду кривої, яка залежить від частоти обертання n показана в таблиці 4.

Після підстановки у формулу (1) значень з таблиці 4, отримуємо три розрахункові формули (колонка 6 таблиці 4).

На рис. 2, 3, 4 показані, на тлі експериментальних точок, криві, побудовані за формулами (2), (3) та (4).

Як видно з малюнків 2, 3, 4 криві адекватно описують результати експерименту.

У таблицях 5, 6 і 7 наведені результати розрахунків кривих для різних частот обертання.

Таблиця 4 – Значення величин a і k в залежності від вигляду кривої

Частота обертання робочого колеса $n, \text{ об/хв}$	Величини констант				Розрахункові формули
	a	$Q_m, \text{ м}^3/\text{доб}$	$H_0, \text{ м}$	k	
1	2	3	4	5	6
1000	1,386	10	9,5	1,0	$H = \frac{9,5}{e^{1,385(Q/10)^1}} \quad (2)$
2000	2,078	20	26	1,5	$H = \frac{26}{e^{2,078(Q/20)^{1,5}}} \quad (3)$
3000	2,772	50	32	2,0	$H = \frac{32}{e^{2,772(Q/50)^2}} \quad (4)$

Для інженерних розрахунків більш зручні залежності в безрозмірних координатах [13]. Формули (2), (3) і (4) можна привести до безрозмірною форми шляхом нормування розмірних величин напору H та подачі Q .

Для нормування розділимо поточне значення H і Q на відповідні величини H_0 і Q_m .

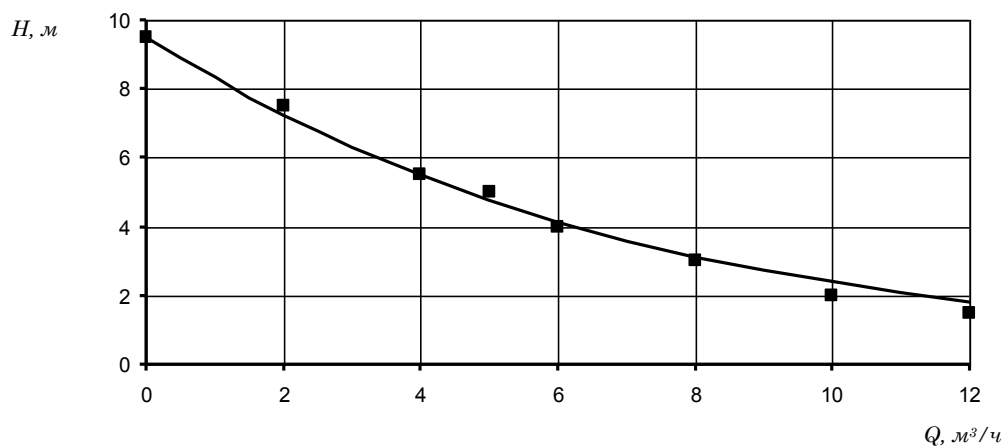


Рис. 2. Характеристика відцентрово-вихрового насоса при частоті обертання $n = 1000$ об / хв

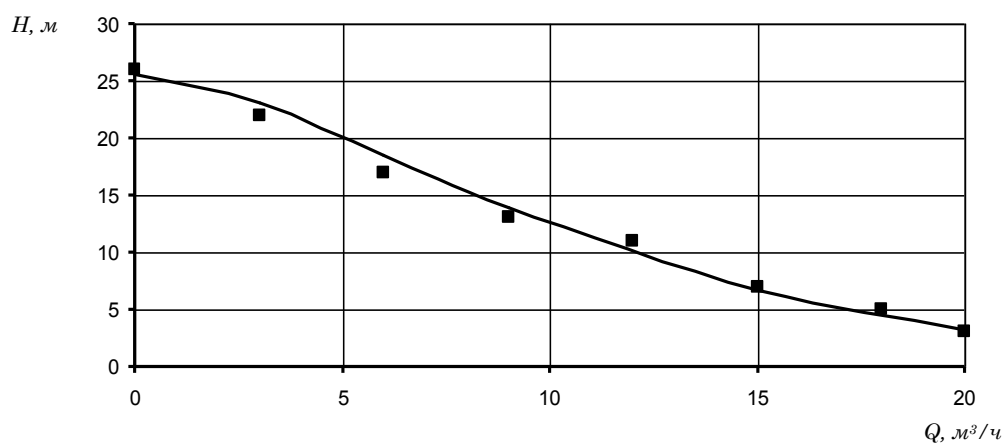


Рис. 3. Характеристика відцентрово-вихрового насоса при частоті обертання $n = 2000$ об / хв

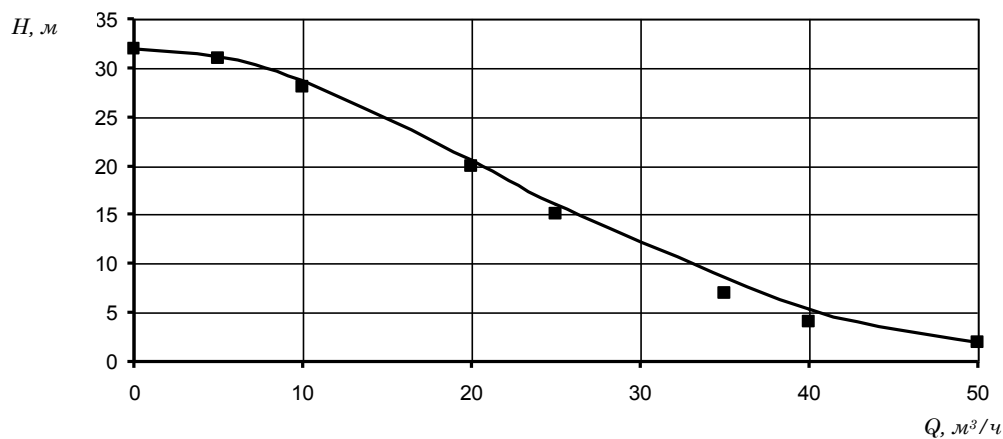


Рис. 4. Характеристика відцентрово-вихрового насоса при частоті обертання $n = 3000$ об / хв

Таблиця 5 – Розрахунок по формулі 2

Q, м³/доб	$\frac{Q}{Q_m}$	$\left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$a \cdot \left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}$	$\frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	Величина напору, м³	
						Розрахункова	Експеримент.
						$H = H_0 \cdot \frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	
0	0	0	0	1	1	9,5	9,5
2	0,2	0,2	0,277	1,319	0,758	7,2	7,5
4	0,4	0,4	0,554	1,741	0,574	5,5	5,5
6	0,6	0,6	0,832	2,297	0,435	4,1	4
8	0,8	0,8	1,109	3,031	0,330	3,1	3
10	1,0	1,0	1,386	4,000	0,250	2,4	2
12	1,2	1,2	1,663	5,276	0,190	1,8	1,5

Таблиця 6 – Розрахунок по формулі 3

Q , $м^3/доб$	$\frac{Q}{Q_m}$	$\left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$a \cdot \left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}$	$\frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	Величина напору, $м^3$	
						Розрахункова	Експеримент
						$H = H_0 \cdot \frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	
0	0	0	0	1	1	25,5	26
3	0,15	0,058	0,121	1,128	0,886	23,04	22
6	0,30	0,164	0,342	1,407	0,711	18,5	17
9	0,45	0,301	0,627	1,873	0,543	13,9	13
15	0,75	0,650	1,350	3,856	0,259	6,7	7
20	1	1	2,078	8,000	0,125	3,25	3

Таблиця 7 – Розрахунок по формулі 4

Q , $м^3/доб$	$\frac{Q}{Q_m}$	$\left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$a \cdot \left(\frac{Q}{Q_m}\right)^k$	$e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}$	$\frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	Величина напору, $м^3$	
						Розрахункова	Експеримент.
						$H = H_0 \cdot \frac{1}{e^{a \cdot (Q/Q_m)^k}}$	
0	0	0	0	1	1	32	32
5	0,1	0,01	0,027	1,028	0,973	31,1	31
10	0,2	0,04	0,111	1,117	0,895	28,6	28
20	0,4	0,16	0,444	1,558	0,642	20,5	20
25	0,5	0,25	0,693	2,000	0,500	16,0	25
40	0,8	0,64	1,774	5,854	0,170	5,4	4
50	1	1	2,772	16,000	0,063	2,0	2

Отримаємо формулу для безрозмірних напірних характеристик у вигляді:

$$\bar{H} = \frac{1}{e^{a \cdot (\bar{Q})^k}}, \quad (5)$$

де $\bar{H} = H / H_0$ – безрозмірний напір; $\bar{Q} = Q / Q_m$ – безрозмірна подача.

Розрахунок за формулою (5) наведено в таблиці 8, а зведений графік для кривих при частотах обертання 1000, 2000 і 3000 об/хв приведені на рисунку 5.

Таблиця 8 – Розрахунок безрозмірних напірних характеристик по формулі (5)

$n = 1000 \text{ об/хв};$ $Q_m = 10 \text{ м}^3 / \text{доб}; H_0 = 9,5 \text{ м}$				$n = 2000 \text{ об/хв};$ $Q_m = 20 \text{ м}^3 / \text{доб}; H_0 = 26 \text{ м}$				$n = 3000 \text{ об/хв};$ $Q_m = 50 \text{ м}^3 / \text{доб}; H_0 = 32 \text{ м}$			
Q	$\frac{Q}{Q_m}$	H	$\frac{H}{H_0}$	Q	$\frac{Q}{Q_m}$	H	$\frac{H}{H_0}$	Q	$\frac{Q}{Q_m}$	H	$\frac{H}{H_0}$
0	0	9,5	1,0	0	0	26	1,0	0	0	32	1,0
2	0,2	7,2	0,758	3	0,15	23	0,885	5	0,1	31,1	0,972
4	0,4	5,5	0,579	6	0,30	18,5	0,712	10	0,2	28,6	0,894
6	0,6	4,1	0,432	9	0,45	13,9	0,535	20	0,4	20,5	0,641
8	0,8	3,1	0,326	15	0,75	6,7	0,258	25	0,5	16	0,5
10	1,0	2,4	0,253	20	1,0	3,3	0,127	40	0,8	5,4	0,169
12	1,2	1,8	0,189					50	1,0	2,0	0,063

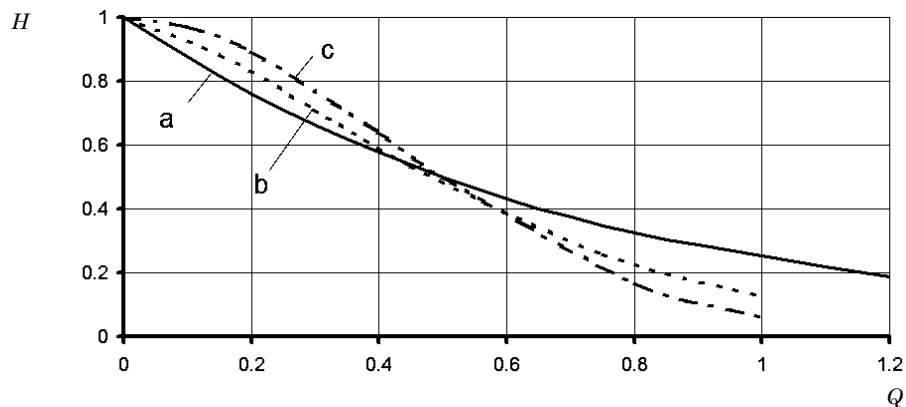


Рис. 5. Безрозмірна характеристика відцентрово-вихрового насоса при частоті обертання: а – 1000 об/хв; б – 2000 об/хв; с – 3000 об/хв.

3. ВИСНОВКИ

1 Проведено експеримент на відцентрово-вихровому насосі для визначення величин напору в залежності від подачі.

2 Запропоновано метод графоаналітичної побудови напірних характеристик.

3 Відповідно до рекомендацій [12] запропоновано вид аналітичної залежності, що описує зв'язок напору і подачі відцентрово-вихрового насоса, визначені величини констант входять у запропоновану формулу.

4 Проведено розрахунки за запропонованими формулами напірних характеристик для різних чисел обертів і зроблено зіставлення розрахункових кривих з експериментальними даними.

5 Проведена нормування напору і подачі; запропонована формула для побудови безрозмірних характеристик для різної частоти обертання.

Graphic-analytical method of defining pressure characteristics of centrifugal-vortex pumps

M. V. Naida¹⁾

¹⁾ *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

The problem of forming effective pumping equipment for difficult operating conditions in different environments is rather vexed. For the last years new technologies in pump-building sphere that are directed to solving the problem in this work has been introduced.

Nowadays for the liquid transportation in the water-supply system, in the food and oil industries centrifugal-vortex pumps have got wide application. Their design feature is characterized by two staged: centrifugal and vortex.

Centrifugal-vortex pumps have rather good operating showings in the results of successful using of the positive qualities if the centrifugal working wheel and vortex one. They are fixed on the common shaft. Unfortunately there are few scientific works, devoted to the experimental and theoretical problems, that decelerate improvement of this kind of pumps. The improvement of the centrifugal-vortex pumps brakes the absence of analytic dependences. They describe the characteristics of these pumps.

The main item of this article is the receiving of the analytic expressions for the description of a pressure characteristic $H=f(Q)$ of a centrifugal-vortex pump.

A great number of experiments were done to solve this assigned task. Due to it we've got the results for building pressure characteristics in the frequency rotation 1000, 2000, 3000 rpm.

The article presented experiment's data with the centrifugal-vortex pump defining the force of pressure, depending on supply. Graphic-analytical method of defining pressure characteristics of centrifugal-vortex pumps is presented. Method of graphic-analytical construction of pressure characteristics is propounded. Calculations with the given formula of pressure characteristics for different number of turns, as well as the comparison of calculation curve lines with experimental results are made. The normalization of pressure and supply is done. Formula for constructing of dimensionless characteristics in different frequency rotation is suggested.

Keywords: centrifugal-vortex pump, graphic-analytical method, pressure characteristic, working wheel, experiment, pressure, meaning.

Графоаналитический метод определения напорных характеристик центробежно-вихревых насосов

М. В. Найда¹⁾

^{1), 2)} *Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина*

Центробежно-вихревые насосы имеют достаточно хорошие эксплуатационные показатели, в результате удачного использования положительных свойств центробежного рабочего колеса и вихревого, закрепленных на общем валу. К сожалению научных работ, посвященных экспериментальным и теоретическим проблемам в открытой печати крайне недостаточно, что тормозит совершенствование этого вида насосов. Особенно усложняет работу по совершенствованию центробежно-вихревых насосов отсутствие аналитических зависимостей, описывающих характеристики центробежно-вихревых насосов. В статье представлены данные эксперимента на центробежно-вихревой насосе для определения величин напора в зависимости от подачи. Представлен графоаналитический метод определения напорных характеристик центробежно-вихревых насосов. Предложен метод графоаналитическим построения напорных характеристик. Проведены расчеты по предложенным формулам напорных характеристик для различных чисел оборотов и сделано сопоставление расчетных кривых с экспериментальными данными. Проведено нормирование напора и подачи; предложена формула для построения безразмерных характеристик для различной частоты вращения.

Ключевые слова: центробежно-вихревой насос, графоаналитический метод, напорная характеристика, рабочее колесо, эксперимент, напор, подача.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: www.nasossng.com.ua/centrobezhno-vihrevye-nasosy/ (дата обращения: 26.09.2014 г.).
2. Купряшин Н. Н. Центробежно-вихревые насосы / Н. Н. Купряшин // «Вестник машиностроения». – 1952. – №3. – С. 24 – 27.
3. Шаумян В. В. Исследование рабочего процесса центробежно-вихревого насоса / В. В. Шаумян // Труды ВНИИ-Гидромаш. – М.: 1978. – Вып. XXXVII. – С. 106 – 121.
4. Chamiech, Dimitri Suhayl. Forces ova whirling centrifugal pump-impeller / Chamiech, Dimitri Suhayl // Dissertation (Ph.D). – California Institute of Technology. – 1983.
5. Luca d'Agostino. Rotodynamic fluid forces on whirling and cavitating radial impellers / Luca d'Agostino, Marko R., Venturini Autieri // Fifth International Symposium on Cavitation (cav 2003). – Osaka, Japan. – November 1 – 4.
6. Tihomir Miholic. Performances and flow analysis in the centrifugal vortex pump / Tihomir Miholic, Zvonimir Guzovic, Andrej Prodin // Journal of Fluids Engineering. – January 01, 2013. – Volume 135. – Issue 1.
7. Mihalić Tihomir. Improving centrifugal pump by adding vortex rotor / Mihalić Tihomir, Medić Srđan, Kondić Živko // Tehnicki vjesnik / Technical Gazette. – Mar/Apr 2013. – Vol. 20. – Issue 2. – P. 305.
8. Ступень центробежно-вихревого насоса / [Рабинович А. И., Перельман О. М., Мельников М. Ю. и др.]. // Патент РФ №2232297.
9. Ступень погружного многоступенчатого насоса / [Выдрина И. В., Штенникова Г. А., Семенов Ю. Л. и др.]. // Патент РФ №2138691.
10. Найда М. В. Качественный анализ параметров центробежно-вихревых насосов при различной частоте вращения / М. В. Найда, Ю. Я. Ткачук // «Наукові праці ДонНТУ». Серія гірничо-електромеханічна – 2013.
11. Антоненко С. С. Методика проведення експериментальних досліджень роботи відцентрово-вихрових ступеней на висококривизних рідинах / С. С. Антоненко, Е. В. Колісниченко, М. В. Найда // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – №2. – С. 7–13.
12. Ткачук Ю. Я. Совершенствование методов расчета промышленных роботов / Ю. Я. Ткачук. – К.: Знание. – 24 с.
13. Шашков В. Б. Обработка экспериментальных данных и построение эмпирических формул: курс лекций [учебное пособие] / В. Б. Шашков. – Оренбург, ГОУ ОГУ, 2005. – 150 с.
14. Нормировка показателей. [Электронный ресурс] – Режим доступа. – URL: www.psytest.wordpress.com. (дата обращения: 26.07.2014 г.).

REFERENCES

1. [Elektronnyiy resurs] – Rezhim dostupa. – URL: www.nasossng.com.ua/centrobezhno-vihrevye-nasosy/ (data obrascheniya: 26.09.2014). [in Russian].
2. Kupryashin N. N. (1952). Vestnik mashinostroeniya, Vol. 3, pp. 24–27. [in Russian].
3. Shaumyan V. V. (1978). Trudyi VNII-Gidromash. M., Vol. XXXVII, pp. 106–121. [in Russian].
4. Chamiech, Dimitri Suhayl. (1983). Forces ova whirling centrifugal pump-impeller. Dissertation (Ph.D), California Institute of Technology.
5. Luca d'Agostino, Marko R., Venturini Autieri. (2003). Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, Nov. 1–4.
6. Tihomir Miholic. (2013). Journal of Fluids Engineering, Vol. 5, Issue 1.
7. Mihalic Tihomir, Medic Srđan, Kondic Zivko. (2013). Tehnicki vjesnik / Technical Gazette, Vol. 20, Issue 2, pp. 305.
8. Rabinovich A. I., Perelman O. M., Melnikov M. Yu. i dr. Stupen tsentrobezhno-vihrevogo nasosa. Patent RF №2232297. [in Russian].
9. Vydrina I. V., Shtennikova G. A., Semenov Yu. L. i dr. Stupen pogruzhnogo mnogostupenchatogo nasosa. Patent RF #2138691. [in Russian].
10. Nayda M. V., Tkachuk Yu. Ya. (2013). Naukovi pratsi DonNTU. Seriya girnicho-elektromehanichna. [in Russian].
11. Antonenko S. S., KollIsnIchenko E. V., Nayda M. V. (2010). Visnyk Sums'kogo derzhavnogo universitetu. Seriya Tehnichni nauki, Vol. 2, pp. 7–13. [in Russian].
12. Tkachuk Yu. Ya. Sovershenstvovanie metodov rascheta promyshlennyih robotov. K., Znanie., 24 p. [in Russian].
13. Shashkov V. B. (2005). Obrabotka eksperimentalnyih dannyih i postroenie empiricheskikh formul: kurs lektsiy [uchebnoe posobie]. Orenburg, GOU OGU, 150 p. [in Russian].
14. Normirovka pokazateley. [Elektronnyiy resurs] – Rezhim dostupa. – URL: www.psytest.wordpress.com. (data obrascheniya: 26.07.2014) [in Russian].



УДК 621.774

Метод расчета параметров настройки станов холодной пильгерной прокатки труб, в приводе которых используется рычажная система

С. В. Пилипенко¹⁾, И. В. Маркевич²⁾

^{1), 2)} *Национальная металлургическая академия Украины, пр. Гагарина, 4, 49600, Днепрпетровск, Украина*

Article info:

Paper received:

26 June 2014

The final version of the paper received:

11 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

^{1), 2)} 44-08@mail.ru

В последнее время приводы клетей станов холодной пильгерной прокатки с применением рычажной системы получили своё дальнейшее развитие. В частности, такие конструкции клетей стали применяться не только в станах холодной пильгерной роликовой прокатки труб, но и в станах холодной пильгерной валковой прокатки для прокатки труб большего диаметра. Исходя из особенностей деформации труб в этих станах, правильный выбор катающего радиуса является важной проблемой. От этого зависят и кинематические, и силовые параметры процесса. При этом многие вопросы остаются до конца не открытыми. Исходя из этого, дальнейшее развитие вопросов теории, касающихся этого направления, является актуальным на данный момент.

В статье рассмотрены основные, существующие на сегодня зависимости, позволяющие рассчитать правильные параметры настройки рычажной системы станов холодной пильгерной роликовой прокатки, выбора катающего радиуса и радиуса цапф роликов холодной пильгерной роликовой прокатки труб. Рассмотрено влияние рассогласования настройки рычажной системы станов холодной пильгерной роликовой прокатки на изменение величины катающего радиуса вдоль конуса деформации. Для этого была выведена зависимость изменения величины катающего радиуса вдоль конуса деформации от величины плеча ОС рычажной системы. Проведенные теоретические исследования показали, что в станах такой конструкции с помощью настроек рычажной системы возможно добиться необходимого изменения величины катающего радиуса вдоль конуса деформации.

Результаты расчетов проверены в ходе практики настроек станов холодной пильгерной роликовой прокатки в условиях современного трубопрокатного цеха, в ходе прокаток промышленных партий труб. Используя описанный метод, возможно создать наиболее благоприятные кинематические условия деформации вдоль всего конуса деформации станов холодной пильгерной валковой прокатки труб.

Ключевые слова: холодная пильгерная прокатка, осевые усилия, кинематические условия деформации.

1. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Холодная пильгерная прокатка труб – сложный процесс ОМД. Он связан с рядом таких факторов, как замкнутость прокатываемого профиля, необходимостью использования подвижной клетки, движущейся вдоль неподвижно зажатой заготовки, очаг деформации, непрерывно изменяющийся, и пр. [1] (рис. 1). В настоящее время широко используются два типа таких станом: станы холодной пильгерной валковой прокатки (ХПТ) и станы холодной пильгерной роликовой прокатки (ХПТР, рис. 2).

Подвижная клетя обеих типов станом приводится от кривошипно-шатунного механизма. Валки станом, в которых используется процесс ХПТ, приводятся во вращение от ведущих шестерен, катящихся по зубчатой рейке. Кинематические условия в данном процессе деформации задаются величинами диаметров ведущей шестерни и бочки калибра.

Клети станом типа ХПТР имеют две взаимопереключающиеся части: корпус, приводящийся в движение от кривошипно-шатунного механизма, и сепаратор, увлекаемый за собой кулисным механизмом, связывающим его с корпусом. Тут кинематические условия деформации задаются величинами диаметров цапф роликов (в общем случае), диаметром бочки ролика и параметрами настройки кулисного механизма.

В последнее время появились станы холодной прокатки труб типа ХПТР 380-8, ХПТ 450 и др. В их конструкции используется кулисный механизм. Эти станы позволяют вести процесс прокатки с переменной величиной принудительного катающего радиуса вдоль конуса деформации. Переменная величина принудительного катающего радиуса позволяет нивелировать осевые усилия, если он будет равен естественному катающему радиусу во всех сечениях вдоль конуса деформации [2, 3].

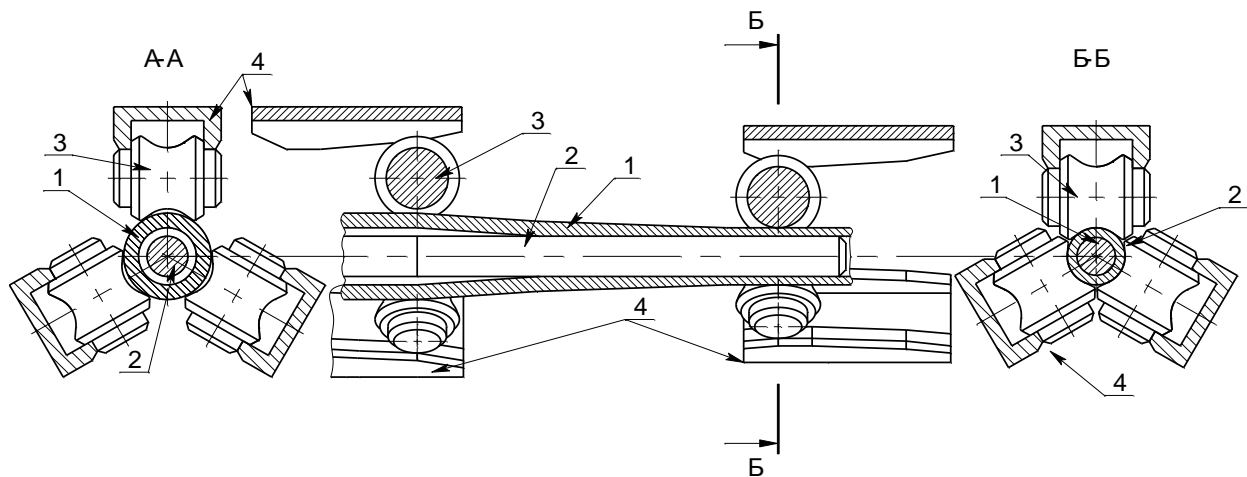


Рис. 1. Схема деформации трубы в стане ХПТР: 1 – труба; 2 – оправка; 3 – ролик; 4 – калиброванная опорная планка

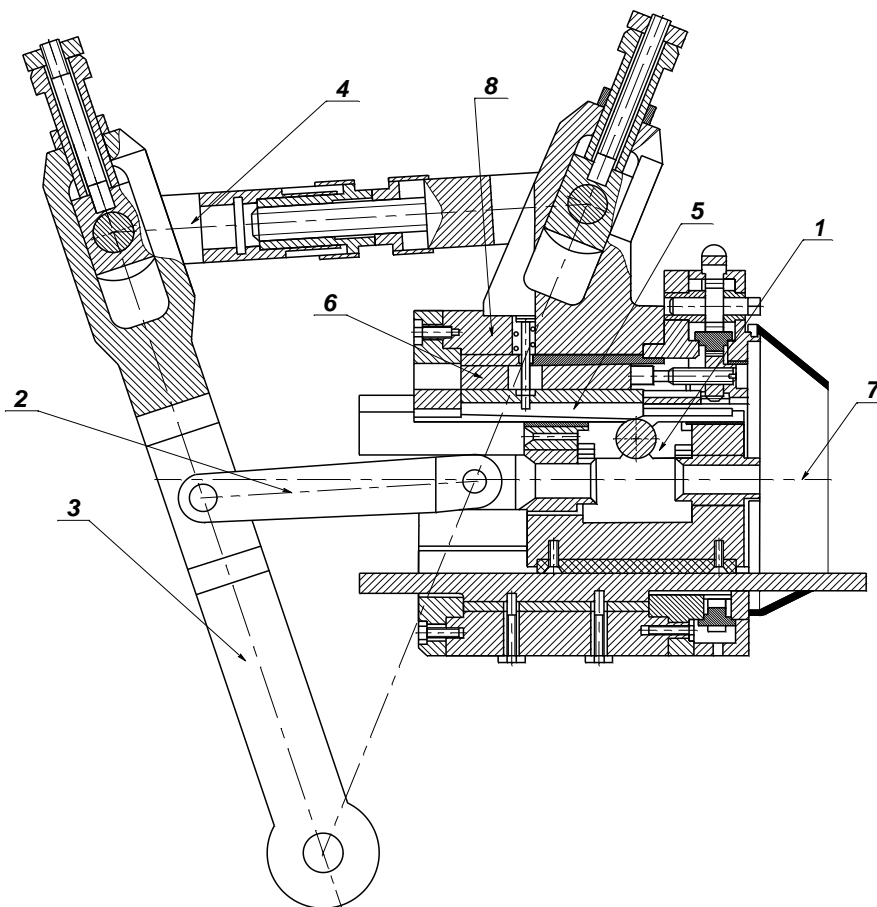


Рис. 2. Клеть стана ХПТР в разрезе: 1 – сепаратор; 2 – тяга («серьга»); 3 – кулиса; 4 – тяга; 5 – калиброванная опорная планка; 6 – клин; 7 – линия прокатки; 8 – корпус

2. АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

На рисунке 3 показано схему кулисного механизма стана ХПТР. Из рисунка видно, что система представляет собой дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм. Для него справедливо [4]:

$$V_{корн} = \frac{OB \cdot \omega_2 \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (1)$$

Скорость поступательного движения роликов при

прокатке зависит от скорости движения рабочей клетки и отношения катающего радиуса к радиусу цапф [1]:

$$V_{рол} = \frac{V_{корн}}{1 + R_y / R_k}, \quad (2)$$

где R_y – радиус цапф ролика; R_k – катающий радиус.

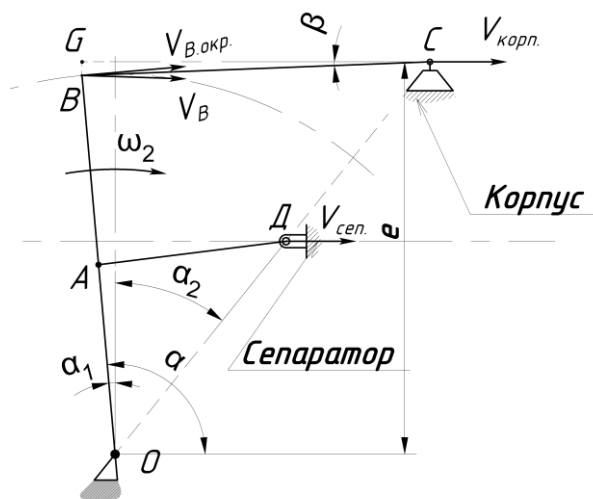


Рис. 3. Рычажная система стана ХПТР

Как правило, станы ХПТР имеют постоянную величину одного из размеров кулисы OB (либо OA , либо AB). Настройка кулисы определяется по формуле

$$OA = \frac{OB}{R_y \setminus R_k + 1} \quad (3)$$

Катающий радиус можно определить по упрощенной формуле:

$$R_k = R_i - k \cdot R_d, \quad (4)$$

где $k = 0,14 - 0,17$ [5]; R_i – идеальный радиус ролика; R_d – радиус дна ручья ролика.

Величина плеча BC , а также плеча OC регулируется исходя из подобия треугольников OBC и OAD с целью сохранения постоянства скоростей корпуса и сепаратора. Между скоростью движения сепаратора, скоростью движения корпуса, катающим радиусом и радиусом цапф есть зависимость (см. рис. 4):

$$\frac{R_{kx}}{R_{kx} + R_y} = \frac{V_{sep}}{V_{korp}} \quad (5)$$

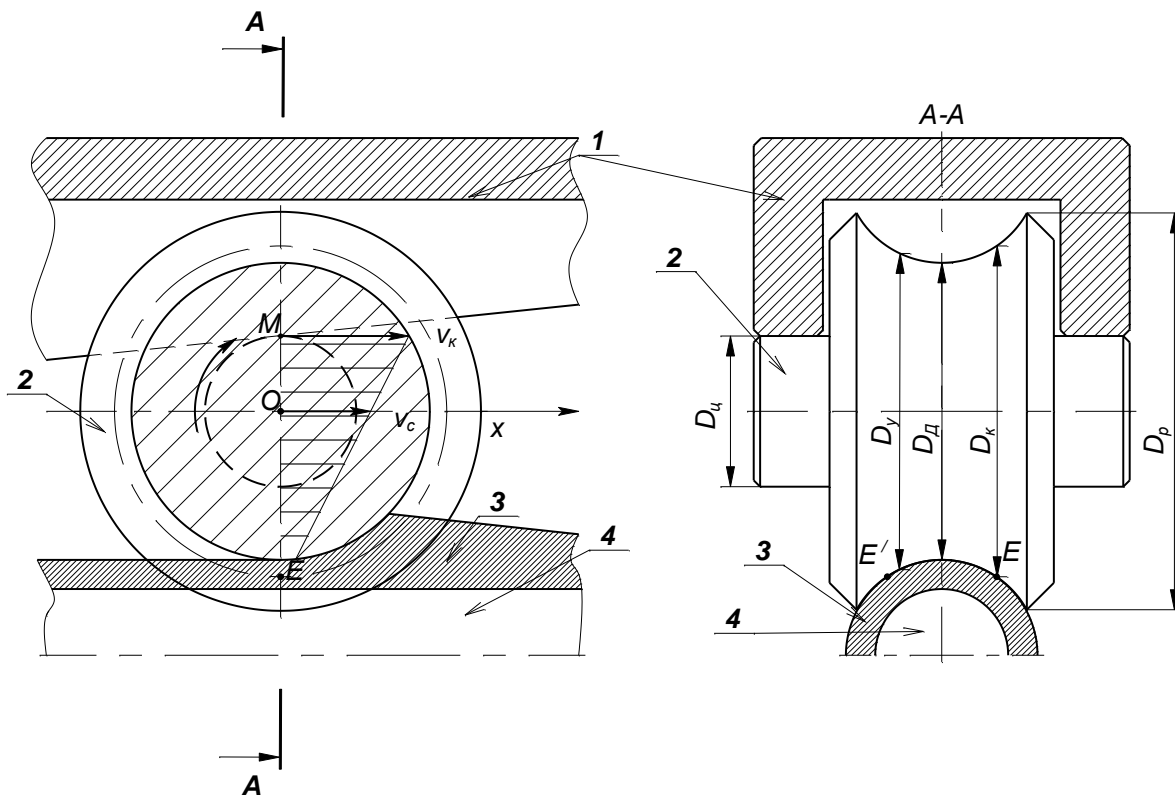


Рис. 4. Кинематика рабочего ролика стана ХПТР: 1 – калиброванная опорная планка; 2 – ролик; 3 – труба; 4 – оправка [5]

3. НЕРЕШЁННЫЕ ПРОБЛЕМЫ

Из вышеизложенного можно сделать вывод о том, что рассогласование настройки плеч ОС и ВС приводит к рассогласованию скоростей движения сепаратора и корпуса. Характер влияния данного рассогласования на изменение величины принудительного катающего радиуса недостаточно исследован. Учитывая то, что конструкция клетки станов холодной пильгерной прокатки с использованием кулисного механизма находит свое дальнейшее развитие, решение данного вопроса является актуальной проблемой.

4. ЦЕЛЬ СТАТЬИ

Целями данной статьи являются теоретическое исследование влияния настройки рычажной системы станов ХПТР на изменение катающего радиуса, проверка на практике полученных зависимостей при расчете настроек станов ХПТР в заводских условиях.

5. ОСНОВНОЙ МАТЕРИАЛ

Для определения зависимости изменения величины катающего радиуса от величины плеча ОС представим формулу (1) в виде

$$\omega_2 = \frac{V_{\text{корп}} \cdot \cos \beta}{OB \cdot \sin(\alpha + \beta)}. \quad (6)$$

Из рисунка 1 видно, что окружная скорость точки А кулисы равна

$$V_{A, \text{окр}} = OA \cdot \omega_2. \quad (7)$$

Объединяя (6) и (7), получаем

$$V_{A, \text{окр}} = OA \cdot \frac{V_{\text{корп}} \cdot \cos \beta}{OB \cdot \sin(\alpha + \beta)}. \quad (8)$$

Из анализа рисунка 1 также можно сделать вывод, что

$$V_{\text{цен}} = V_{A, \text{окр}} \cdot \cos \alpha_1. \quad (9)$$

Объединяя (8) и (9), получаем

$$V_{\text{цен}} = \frac{OA \cdot V_{\text{корп}} \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_1}{OB \cdot \sin(\alpha + \beta)}. \quad (10)$$

Вводим переменную

$$K_{\text{неп}} = \frac{\cos \beta \cdot \cos \alpha_1}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Тогда (10) выглядит

$$V_{\text{цен}} = \frac{OA}{OB} \cdot V_{\text{корп}} \cdot K_{\text{неп}}. \quad (11)$$

Найдем значение угла β (см. рис. 1):

$$\sin \beta = \frac{BG}{BC}. \quad (12)$$

$$BG = OB \cdot \cos \alpha_1 - e. \quad (13)$$

Эксцентриситет кулисного механизма (эта величина является постоянной вдоль конуса деформации для каждой отдельной величины настройки плеча ОС) можно найти из формулы (см. рис. 1):

$$e = OC \cdot \cos \alpha_2. \quad (14)$$

Из этого угол β равен

$$\beta = \arcsin\left(\frac{e - OB \cdot \cos \alpha_1}{BC}\right). \quad (15)$$

Таким образом, величина плеча ОС будет учитываться через величину угла β . По сути дела, мы отслеживаем влияние рассогласования величин углов α и β на величину принудительного катающего радиуса.

Введем в формулу (11) величину катающего радиуса, для этого представим (5) в виде

$$R_{\text{кx}} = \frac{V_{\text{цен}} \cdot R_{\text{ц}}}{(V_{\text{корп}} - V_{\text{цен}})}. \quad (16)$$

Подставляем (11) в (16), получаем формулу, позволяющую определить зависимость изменения величины катающего радиуса от величины плеча ОС кулисного механизма стана ХПТР:

$$R_{\text{кx}} = \frac{\frac{OA}{OB} \cdot V_{\text{корп}} \cdot K_{\text{неп}} \cdot R_{\text{ц}}}{\left(V_{\text{корп}} - \frac{OA}{OB} \cdot V_{\text{корп}} \cdot K_{\text{неп}}\right)}. \quad (17)$$

После ряда преобразований формула (17) предлагается к использованию в виде:

$$R_{\text{кx}} = \frac{OA \cdot K_{\text{неп}} \cdot R_{\text{ц}}}{(OB - OA \cdot K_{\text{неп}})}, \quad (18)$$

где

$$K_{\text{неп}} = \frac{\cos \beta \cdot \cos \alpha_1}{\sin(\alpha + \beta)},$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{e - OB \cdot \cos \alpha_1}{BC}\right),$$

$$e = OC \cdot \cos \alpha_2.$$

Исследуем изменение величины катающего радиуса от величины плеча ОС на примере прокатки трубы по маршруту 23x1,8 – 21x1,2 на стане ХПТР 15–30. Для исследования авторами статьи была создана программа, результаты работы которой представлены на рисунке 5.

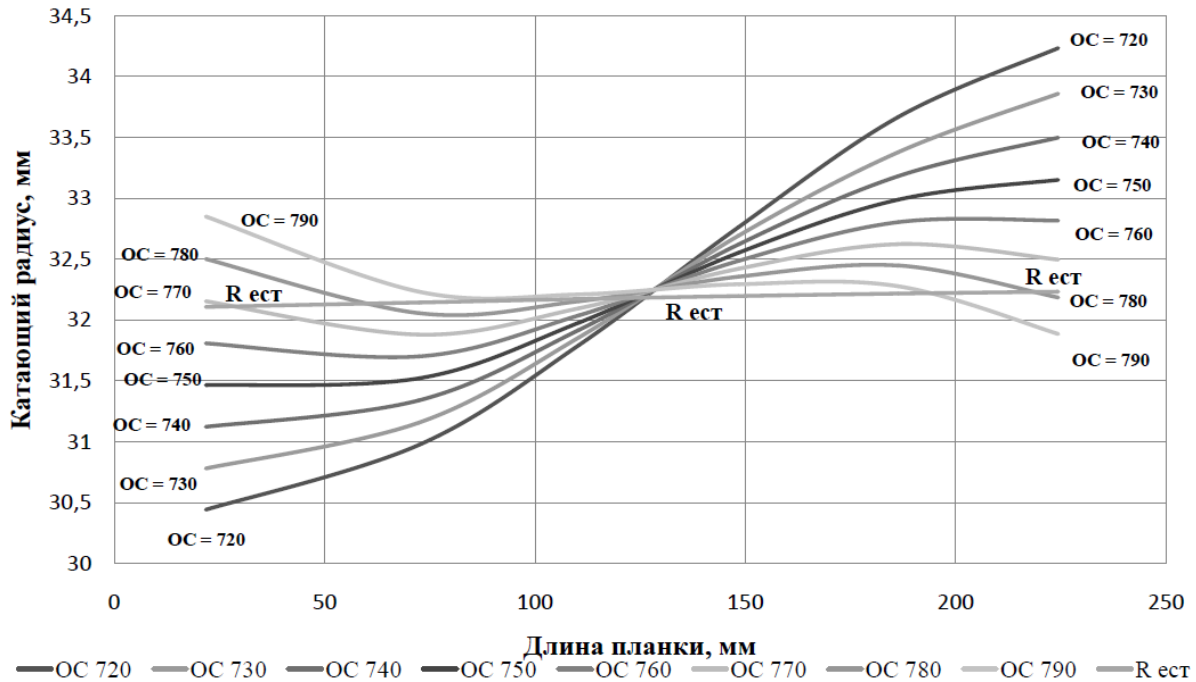


Рис. 5. Изменение величины принудительного катающего радиуса вдоль зоны обжатия конуса деформации от величины плеча ОС (маршрут 23х1,8 – 21х1,2, стан ХПТР 15–30)

Из графика на рисунке 5 видно, что наиболее благоприятной настройкой плеча ОС является настройка в 780 миллиметров (проверено на практике в заводских условиях). Анализируя графики (см. рис. 5), также можно сделать выводы о том, что величина принудительного катающего радиуса вдоль конуса деформации изменяется. Характер изменения зависит в том числе от величины плеча ОС. И, например,

длина плеча ОС в 720 миллиметров может быть оптимальной (см. рис. 6) для прокатки трубы-заготовки диаметром 26 мм в готовую трубу диаметром 15,2 мм (в случае применения ролика с переменным радиусом ручья с соответствующей переделкой конструкции стана).

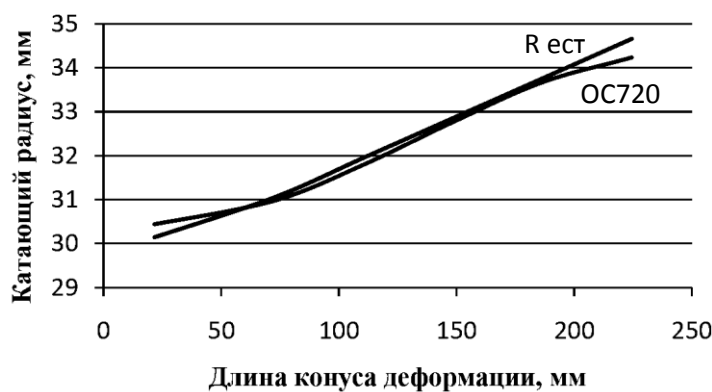


Рис. 6. Изменение величины принудительного катающего радиуса вдоль зоны обжатия конуса деформации относительно естественного при прокатке трубы-заготовки диаметром 26 мм в готовую трубу диаметром 15,2 мм (стан ХПТР 15–30 с соответствующей реконструкцией)

6. ВИСНОВКИ

В статті розглянуто метод розрахунку параметрів налаштування важільної системи станів ХПТР.

Виведено залежність зміни величини катуючого радіуса від величини плеча ОС важільної системи.

Аналіз результатів теоретичних досліджень показав, що налаштуваннями важільної системи станів ХПТР можливо досягти необхідного зміни величини катуючого радіуса вздовж конуса деформації.

Результати розрахунків перевірені в ході практики налаштування станів ХПТР в умовах сучасного трубного цеху для прокатки промислових труб (маршрут 16,5x1,78 – 14x0,85, сплав Gr-2, стан ХПТР 15–30).

Результати досліджень можуть бути використані для розрахунку параметрів налаштування станів ХПТР, а також в ході проектування станів ХПТР і ХПТ нових конструкцій.

The method for calculating the parameters of the lever system adjustment for cold rolling mills

S. Pilipenko¹⁾, I. Markevich²⁾

^{1), 2)} National metallurgical academy of Ukraine, 4, Gagarina avenue, 49600, Dnepropetrovsk, Ukraine

Stand drives of cold rolling mills which use a lever system, have been further developed recently. In particular, such stand structures for rolling steel are also used for rolling pipes of large diameter at the cold rolling mills. On the assumption of pipes deformation characteristics the correct choice of rolling radius is a very important issue which has an influence on the process. It should be noted that the mills of this design are set up to the rolling diameter not only by the choice of a roller journal (or diameters of driving pinions in roll mills), but also by the change in settings of the lever system. Meanwhile, there are a lot of questions that still can't be answered. Thus theoretical issues concerning this problem is considered to be of high importance now.

The article describes the main currently existing dependencies which allow to calculate the correct parameters of lever-type system adjustment at cold pilger rolling mills in order to choose the rolling and the radius of roller journals for cold pilger rolling pipes rolling. In this article the influence of the cold rolling mills lever-type system on the change of rolling radius along the deformation cone is analyzed. The relationship between the rolling radius and the lever arm of the system are deducted. The analysis of the theoretical research results shows that it is possible to get the required change of the rolling radius value along the deformation cone by the cold rolling mills lever system adjustment. This issue is essential for cold pilger rolling mills with the appropriate design of a drive. The change of pipe diameter is very large. That's why the necessary change in rolling of cold rolling mills can cause a lot of problems and even make the rolling process impossible.

It should be stressed that the required change of the rolling radius along the deformation cone can be the adjustments of the lever-type system at cold pilger rolling mills. The calculation results are checked during the cold pilger rolling mills adjustment practice in the modern pipe rolling shop for the rolling of commercial number of tubes. The method described above permits to create the most favorable conditions for deformation the deformation cone at cold pilger rolling mills.

Key words: cold pilger rolling, aspect ratio, axial forces, kinematic deformation conditions.

Метод розрахунку параметрів налаштування станів холодного пільгерного прокатування труб, у приводі яких використовується важільна система

С. В. Пилипенко¹⁾, І. В. Маркевич²⁾

^{1), 2)} Національна металургійна академія України, пр. Гагаріна, 4, м. Дніпропетровськ, 49600, Україна

Останнім часом приводи клітей станів холодного пільгерного прокатування із застосуванням системи важеля набули подальшого розвитку. Зокрема, такі конструкції клітей почали застосовуватися лише в станах холодного пільгерного роликвого прокатування труб, а й у станах холодного пільгерного валкового прокатування для прокатування труб більшого діаметра. Виходячи з особливостей деформації труб у цих станах, правильний вибір катуючого радіуса є важливою проблемою. Від цього залежать і кінематичні, і силові параметри процесу. При цьому багато питань залишаються остаточно не відкритими. Виходячи із цього, подальший розвиток питань теорії, які стосуються цього напрямку, є актуальним на даний момент.

У статті розглянуті основні існуючі на сьогодні залежності, що дозволяють розрахувати правильні параметри налаштування важільної системи станів холодного пільгерного роликвого прокатування, вибору катуючого радіуса і радіуса цапф роликів холодного пільгерного роликвого прокатування труб. Розглянуто вплив неузгодженості налаштування важільної системи станів холодного пільгерного роликвого прокатування на зміну величини катуючого радіуса уздовж конуса деформації. Для цього була виведена залежність зміни величини катуючого радіуса уздовж конуса деформації від величини плеча ОС системи важеля. Проведені теоретичні дослідження показали, що в ста-

нах такої конструкції за допомогою налаштувань системи важеля можна добитися необхідної зміни величини катаючого радіуса вздовж конуса деформації.

Результати розрахунків перевірені в ході практики налаштувань станів холодного пільгерного роликового прокатування в умовах сучасного трубопрокатного цеху, в ході прокатування промислових партій труб. Використовуючи описаний метод, можна створити найбільш сприятливі кінематичні умови деформації вздовж усього конуса деформації станів холодного пільгерного валкового прокатування труб.

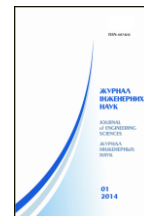
Ключові слова: холодна пільгерної прокатка, осьові зусилля, кінематичні умови деформації.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вердеревский В. А. Роликовые станы холодной прокатки труб / В. А. Вердеревский. – М. Металлургия, 1992. – 236 с.
2. Тетерин П. К. Теория периодической прокатки / П. К. Тетерин. – М.: Металлургиздат, 1978. – 254 с.
3. Григоренко В. У. Расчет оптимального соотношения радиусов калибра и валка станов холодной прокатки труб / В. У. Григоренко, С. В. Пилипенко // Сталь. – 2012. – № 8. – С. 37–39.
4. Гоц А. Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей [учеб. пособие] / А. Н. Гоц. – Владимир Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. – 124 с.
5. Шевакин Ю. Ф. Станы холодной прокатки труб / Ю. Ф. Шевакин, Ф. С. Сейдалиев. – М. Металлургия, 1966. 212 с.

REFERENCES

1. Verderevskiy V. A. (1992). Rolikovyie stanyi holodnoy prokatki trub. M., Metallurgiya, 236 p. [in Russian].
2. Teterin P. K. (1978). Teoriya periodicheskoy prokatki. M., Metallurgizdat, 254 p. [in Russian].
3. Grigorenko V. U. (2012). Stal, Vol. 8, pp. 37–39. [in Russian].
4. Gots A. N. (2005). Kinematika i dinamika krivoshipno-shatunogo mehanizma porshnevuyhd vigateley. Vladimir, Redaktsionno-izdatelskiy kompleks VIGU, 124 p. [in Russian].
5. Shevakin Yu. F. (1966). Stanyi holodnoy prokatki trub. M., Metallurgiya, 212 p. [in Russian].



О физическом моделировании лабиринтного уплотнения

В. Н. Бара¹⁾

¹⁾ Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

Article info:

Paper received:

3 April 2014

The final version of the paper received:

22 May 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ vadam2390@ya.ru

Проведен ряд специальных опытов по влиянию режимных и геометрических параметров на работу лабиринтного уплотнения: перепада уплотняемого давления, частоты вращения, радиального зазора и др., с учетом критериев моделирования лабиринтных уплотнений и масштабного фактора. Установлено наличие зависимости коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от частоты вращения вала и величины отношения давления перед и за уплотнением. Для обобщения предложено использование критериев Re и Eu , получены номограмма и критериальное уравнение для определения коэффициента расхода подобных уплотнений при различных режимных параметрах.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, коэффициент расхода, критерии подобия, критериальное уравнение.

1. ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности турбомашин путем совершенствования элементов проточной части до сих пор остается актуальной задачей. Исследователи обращают все большее внимание на элементы микрогеометрии. Одними из существенных факторов являются внутренние протечки в зазорах между ротором и статором, обычно уплотняющиеся лабиринтными уплотнениями. Для их расчета широко используется упрощенная формула, предложенная много лет назад А. Стодолой, в которую вводятся экспериментальные коэффициенты, учитывающие тип уплотнения, размеры камер, форму гребешков и т. п. Однако эти данные получены на имитационных установках, обычно плоских, без учета формы кольцевого зазора, вращения вала, наличия закрутки потока на входе, влияния критериев моделирования [1–6 и др.]. Такой подход к расчету протечки через лабиринтные уплотнения используется вплоть до настоящего времени. Системные исследования таких уплотнений не проводились.

Не прекращаются поиски оптимальных форм и конструкций уплотнений. Сложность исследования лабиринтных уплотнений состоит в малых размерах кольцевых каналов, в которых происходит процесс дросселирования, сопровождающийся сложным вихреобразующим течением потока. Известно крайне ограниченное число работ, посвященных исследованию гидродинамики потока в лабиринтных уплотнениях, в основном носящих эмпирический характер, результаты которых не всегда согласуются между собой.

2. КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ

Несмотря на простоту конструкции и рабочего процесса в лабиринтном уплотнении, строгие методические основы физического моделирования уплотнений до сих пор не разработаны. В частности, не определены важнейшие критерии газодинамического подобия уплотнения. Исключением являются исследования уплотнений на различных средах (воздух, вода, наличие масла, азот высокого давления), проведенные во ВНИИкомпрессормаше [3, 4], позволившие получить обобщенную зависимость коэффициента расхода уплотнения от числа Re в широком диапазоне зазоров.

Весьма существенным является вопрос геометрического моделирования лабиринтных уплотнений. В расчетной практике используют рекомендации по выбору размеров гребней и камер без привязки к диаметру уплотнений, т. е. полное геометрическое подобие не выполняется. Очевидно, что имеет место влияние масштабного фактора, которое не изучено.

Кроме геометрического, основными критериями подобия при изучении течений газа в каналах являются числа M , Re и Eu . Применительно к каналам сложной формы с неравномерным течением (что характерно для лабиринтного уплотнения) вычисление указанных критериев представляет определенные сложности и требует обоснования.

В качестве характерной скорости не может быть принята окружная скорость вала под уплотнением, т. к. она не имеет физического смысла при неподвижном вале, а уплотнение сохраняет работоспособность. Более представительна расходная скорость v_y . В общем случае представляется обоснованной абсолютная скорость

$$c_y = \sqrt{u_y^2 + v_y^2}, \quad (1)$$

где в качестве окружной скорости потока в зазоре принимается 0,5 окружной скорости поверхности вращающегося вала, т. е.

$$u_y = 0,5 \cdot u_a, \quad (2)$$

как это принято при расчетах течений в щелевых зазорах между вращающимися и неподвижными стенками, а расходная скорость определяется по величине протечки через зазор:

$$v_y = \frac{G_{np}}{\rho \cdot F}, \quad (3)$$

где F – площадь щели; ρ – средняя плотность.

Если представить лабиринтное уплотнение в виде последовательно установленных кольцевых отверстий с острыми кромками, то в качестве характерного размера логично принять гидравлический диаметр таких отверстий, равный

$$d_2 = D_{\text{вн}} - d_{\text{вн}} = 2\delta. \quad (4)$$

Критерий Эйлера в данном случае есть отношение перепада давления в уплотнении к динамическому напору потока. Таким образом, условия подобия течения в лабиринтном уплотнении описываются системой трех критериев:

$$M_y = \frac{c_y}{a}, \quad Re = \frac{c_y \cdot 2\delta}{\nu}, \quad E_u = \frac{\Delta p_y}{\rho \cdot c_y^2}. \quad (5)$$

Поскольку значения скорости потока в зазоре уплотнения при натуральных и опытных условиях обычно не велики ($M \ll 1$), то влиянием критерия M можно пренебречь и коэффициент расхода уплотнения можно представить функцией $\alpha = \alpha(Re, Eu)$.

При испытаниях на стенде определяются действительные значения расхода протечки G , а отношение этого расхода к теоретическому вычисляемому по формуле Стодолы (7):

$$G_m = F \cdot \sqrt{\frac{1 - p/p_a}{z \cdot \rho} \cdot (p_a - p)}, \quad (6)$$

является искомым коэффициентом расхода уплотнения $\alpha = G/G_m$, в общем случае зависящим от геометрических формообразующих параметров и критериев подобия Re и Eu .

3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

С целью получения экспериментальных данных для проверки влияния критериев моделирования был создан экспериментальный стенд.

Рабочая среда – воздух. Стенд состоит из установленных на раме узла привода и испытательной головки, щита водяных манометров, компрессора с ресивером.

При разработке стенда были учтены следующие требования и возможности, максимально приближенные к реальным условиям:

- изменение частоты вращения (от 0 до 11 262 об/мин.);
- изменение уплотняемого перепада;
- изменение радиального зазора;
- возможность получения распределения давлений по длине и окружности уплотнения;
- изменение закрутки потока на входе в уплотнение;
- исследование уплотнений с различным значением масштабного фактора.

Рабочая часть и общий вид разработанной экспериментальной установки представлены на рисунках 1 и 2.

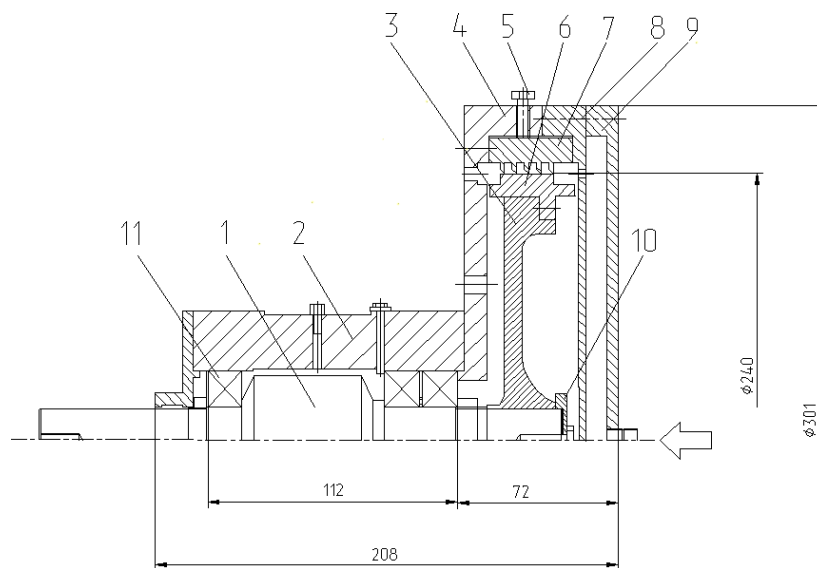


Рис. 1. Поперечное сечение испытательной головки стенда: 1 – вал; 2 – блок подшипников; 3 – диск; 4 – корпус; 5 – регулировочный болт; 6 – роторная часть уплотнения; 7 – статорная часть уплотнения; 8 – передний фланец; 9 – задний фланец; 10 – фиксирующая шайба; 11 – подшипник

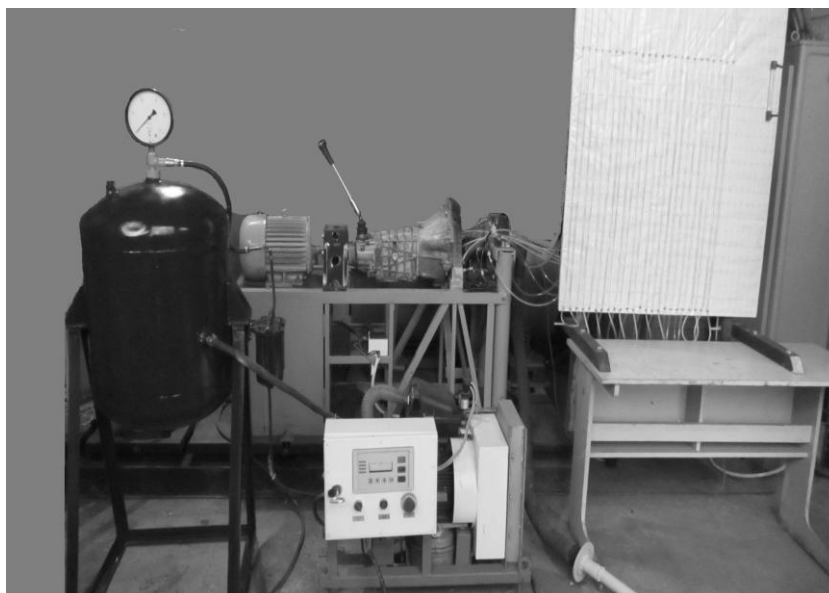


Рис. 2. Экспериментальный стенд

Воздух от компрессора нагнетается в ресивер, затем в фильтр тонкой очистки, после которого через штуцер во фланце испытательной головки попадает в расширительную камеру, из неё через отверстия в переднем фланце проникает непосредственно в лабиринтное уплотнение, где происходит процесс дросселирования, и выходит через выходные отверстия в корпусе.

Положение измерительных сечений показано на схеме (рис. 3).

Величина расхода через уплотнение определялась посредством ротационного газового счетчика типа РГ, установленного на подводящем трубопроводе. Пределы допускаемой относительной погрешности которого составляют 1 %, что соответствует 0,000136 кг/с для РГ-40 и 0,00085 кг/с для РГ-250.

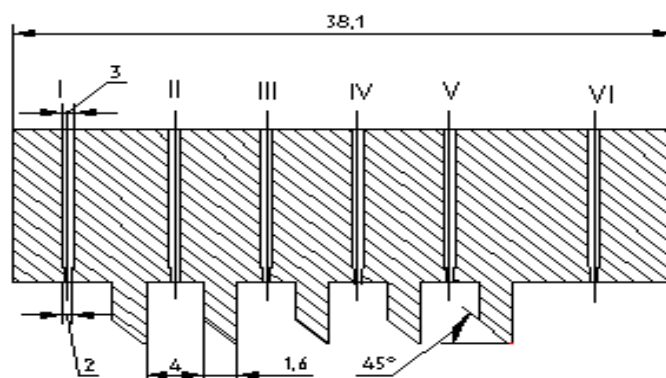


Рис. 3. Расположение измерительных сечений в уплотнении

Параллельно с опытами проводилось определение расчетных характеристик уплотнений, для чего была разработана методика численного моделирования уплотнений в среде Flow Vision.

В качестве исходного исследуемого уплотнения принято лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска серийного газоперекачивающего агрегата-нагнетателя ГПЦ-16 с натурными размерами. Уплотнение состоит из пяти гребней (рис. 3), установленных с шагом 5,6 мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принималась равными 0,225 и 0,35 мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров $P_1/P_2 = 1,05 - 1,21$. Частота вращения вала изменялась ступенчато от 0 до 7000 об/мин.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ

Были проведены серии опытов по исследованию влияния различных геометрических и режимных параметров на характеристики уплотнения. Ниже представлены некоторые основные экспериментальные данные по влиянию тех параметров, которые ранее не брались во внимание в предположении их незначительного влияния на величину утечки.

Возникает вопрос о возможном влиянии наличия вращения вала уплотнения на величину утечки, т. к. в этом случае появляется окружная составляющая скорости потока в зазоре, которая может повлиять на его герметичность.

На рисунке 4 приведены значения протечек через уплотнение в зависимости от частоты вращения

вала при различных перепадах давлений при двух значениях зазоров ($S = 0,225$ и $0,35$ мм). Как видно, имеет место зависимость расхода от частоты вращения, но характер зависимости изменяется с изменением уплотняемого давления и имеет устойчивую

тенденцию к некоторому повышению расхода при средних значениях частоты вращения, достигаемому 15 %, что весьма существенно.

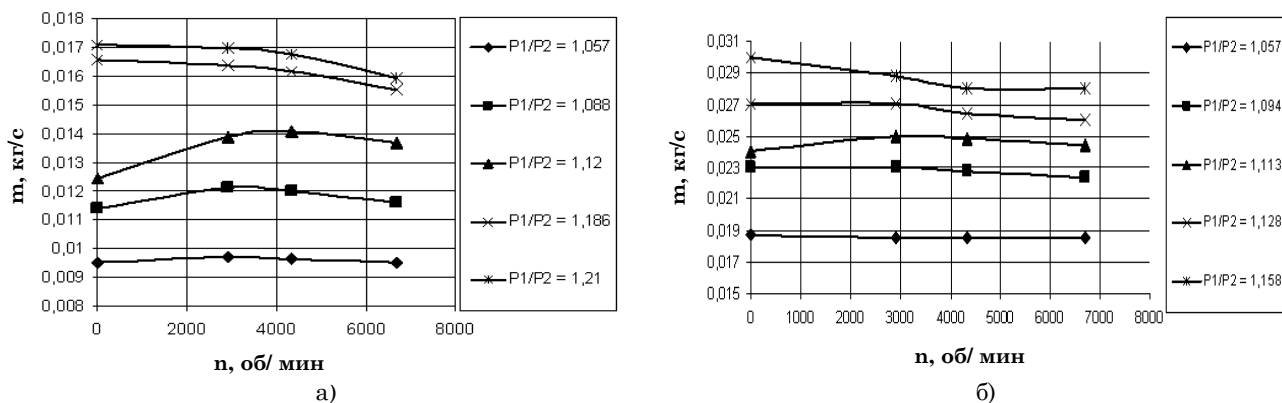


Рис. 4. Изменение величины протечки в зависимости от частоты вращения и уплотняемого перепада: а) при $S = 0,225$ мм; б) при $S = 0,35$ мм

На рисунке 5 показано сравнение экспериментальных данных с расчетными, из которого следует, что сходимость результатов численного и физического эксперимента весьма удовлетворительна.

По результатам опытов были рассчитаны коэффициенты α испытанных вариантов уплотнения. Оказалось, что их значения отличаются от рекомендуемых в известной литературе [1, 2] (рис. 6). Отличия достигают величин порядка 10 % и более, что существенно. Следует подчеркнуть, что и численные результаты подтверждают наличие определенной зависимости расхода через уплотнение от частоты вращения. Из этого следует вывод о правильности утверждения о наличии влияния вращения вала на расход газа через лабиринтное уплотнение.

Предпринята попытка обобщения полученных данных с применением критерия Re . Использование

в качестве характерной скорости окружной скорости вала, расходной и суммарной скорости показало, что обобщение может быть сделано только с использованием расходной скорости. Из рисунка 7 видно, что критерий Re хорошо обобщает опытные значения коэффициента расхода только для каждого конкретного значения отношения давлений P_1/P_2 . Из этого следует, что для лабиринтных уплотнений число Re не является единственным обобщающим параметром, поскольку сильное влияние оказывает уплотняемый перепад давления.

Далее было проведено обобщение полученных данных с применением критерия Eu . В качестве характерной скорости была принята абсолютная скорость. Зависимость α от Eu выявила некоторую тенденцию к обобщению (см. рис. 8).

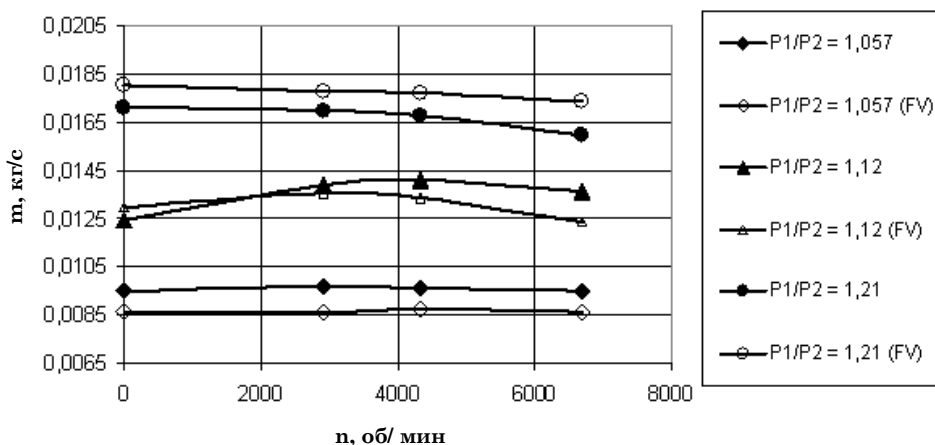


Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных с данными, полученными при помощи программного комплекса Flow Vision

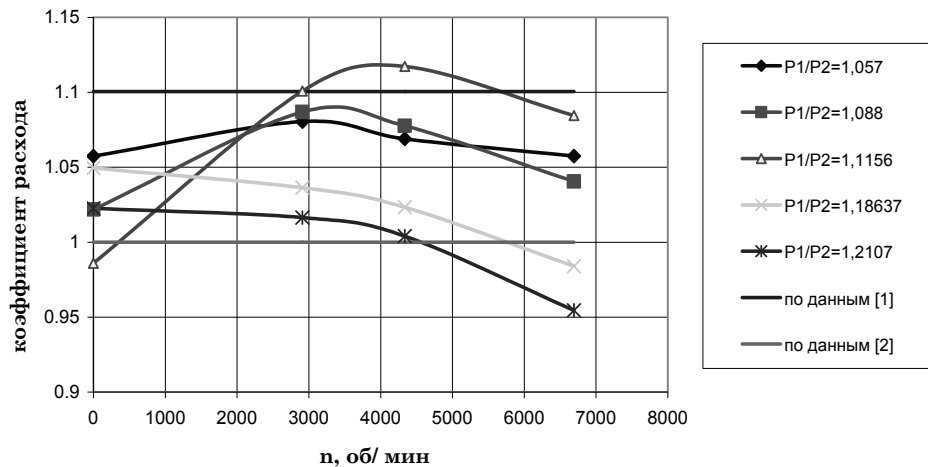


Рис. 6. Сравнение опытных значений коэффициента расхода уплотнения ($S = 0,225$ мм)

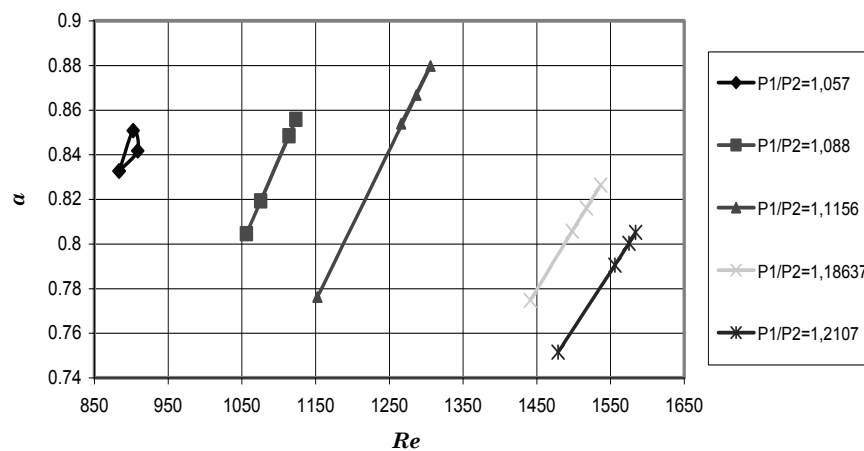


Рис. 7. Зависимость коэффициента уплотнения от критерия Re ($S = 0,225$ мм)

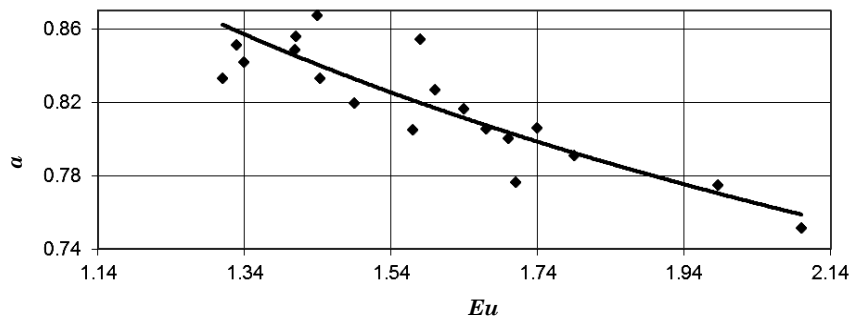


Рис. 8. Зависимость коэффициента уплотнения от критерия Eu ($S = 0,225$ мм)

Совместный анализ критериев Re и Eu дал возможность построить номограмму, позволившую обобщить полученные экспериментальные данные (см. рис. 9).

Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения может быть описан степенной зависимостью:

$$\alpha = A \cdot Re^c \cdot Eu^b. \quad (8)$$

Неизвестные коэффициенты уравнения (8) определяются по экспериментальным данным методом аппроксимации. Критериальная зависимость принимает вид

$$\alpha = 1,229 \cdot Re^{-0,028} \cdot Eu^{-0,456}. \quad (9)$$

Далее посредством численного исследования были рассмотрены вопросы геометрического моделирования с применением программного комплекса Flow Vision.

Были проведены расчеты вариантов уплотнений с идентичными геометрическими размерами гребней, камер и зазора, но с различными диаметрами. Согласно существующей практике расчетов для всех этих уплотнений принимается одно и то же значение коэффициента расхода. Как видно из рисунка 10 а), коэффициенты расхода уплотнения не являются

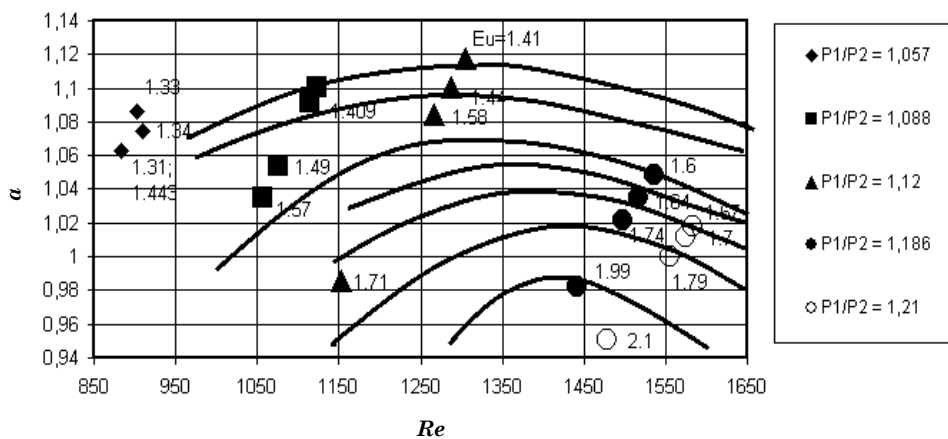


Рис. 9. Номограмма для определения коэффициента расхода уплотнения

постоянными для различных диаметров, расхождение достигает 16 %. Также некоторое влияние на коэффициент расхода уплотнения оказывает количество его гребней, тем большее, чем выше диаметр щели (рис. 10 б)).

Для сравнения были проведены расчетные исследования уплотнений с соблюдением полного геометрического подобия, т. е. относительные величины зазора принимались постоянными ($s/d = const$) при прочих равных условиях (см. рис. 11).

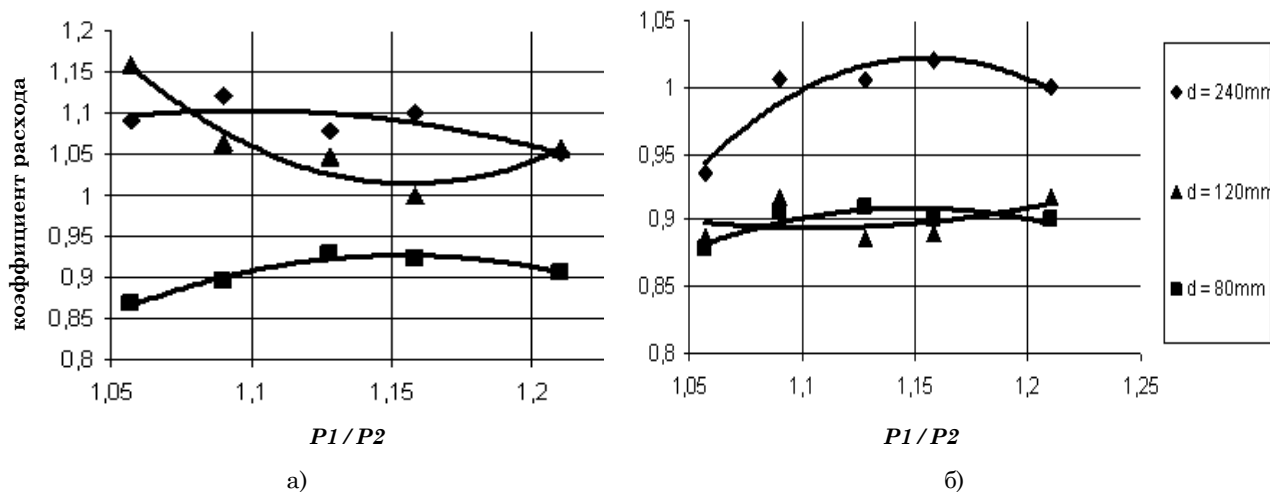


Рис. 10. Зависимость коэффициента расхода уплотнения от его диаметра и количества гребней при $s = 0,35$ мм: а) $z = 5$; б) $z = 7$

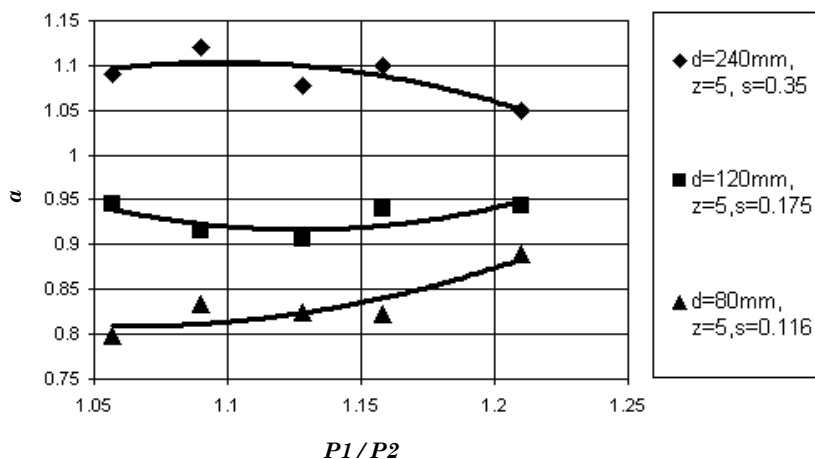


Рис. 11. Моделирование узла лабиринтного уплотнения с соблюдением полного геометрического подобия

Из приведенных зависимостей следует, что изменение расхода зависит не только от площади проходного сечения щели, но и от влияния масштабного фактора. Заметим, что полное геометрическое моде-

лирование не всегда может быть реализовано на практике из-за получения недопустимо больших и малых размеров гребней и камер.

5. ВЫВОДЫ

Установлено наличие зависимости коэффициента расхода лабиринтного уплотнения с гладким валом от частоты вращения вала и от величины отношения давления перед и за уплотнением.

Показано, что расчет протечек по формуле Стодлы с использованием общепринятых опытных коэффициентов, зависящих только от геометрических характеристик, не всегда является корректным. Для моделирования течения в лабиринтном уплотнении предложено использование критериев Re и Eu .

Предложены критериальное уравнение для определения коэффициента расхода уплотнения α при различных режимных параметрах и номограмма для уточнения коэффициента расхода уплотнения.

Показана удовлетворительная сходимость результатов физического и численного исследования при различных геометрических и режимных параметрах.

Выявлено влияние масштабного фактора на коэффициент расхода уплотнения.

Physical modeling of the labyrinth seal

V. N. Baha¹⁾

¹⁾ *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

A series of special studies operational and geometrical parameters effect on the maze, namely the quantities of the packed differential pressure, speed, the magnitude of the eccentricity, radial gap, etc., taking into account the criteria of design of labyrinth compressions and scale factor have been made. Existence of dependence of the leakage coefficient of a labyrinth seal from shaft speed, and from the quantities of the packed differential pressure before and behind labyrinth seals eccentricity is examined. Generalization use of Re and Eu criteria is offered, the criteria equation for flow seal coefficient for similar seals is received in case of different regime parameters.

Key words: labyrinth seal, experimental bench, discharge coefficient, criteria of similarity, criteria equation.

Про фізичне моделювання лабіринтового ущільнення

В. Н. Бага¹⁾

¹⁾ *Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна*

Проведено ряд спеціальних дослідів щодо впливу режимних та геометричних параметрів на роботу лабіринтового ущільнення: перепаду ущільнювального тиску, частоти обертання, радіального зазору, та ін., з урахуванням критеріїв моделювання лабіринтових ущільнень і масштабного фактора. Встановлено наявність залежності коефіцієнта витрати лабіринтового ущільнення від частоти обертання вала та величини відношення тиску перед і за ущільненням. Для узагальнення запропоноване використання критеріїв Re і Eu , отримані номограма і критериальне рівняння для визначення коефіцієнта витрати подібних ущільнень при різних режимних параметрах.

Ключові слова: лабіринтне ущільнення, коефіцієнт витрати, критерії подібності, критериальне рівняння.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 367 с.
2. Селезнев К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев. – М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.
3. Орлик В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем / В. Г. Орлик. // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–8.
4. Бондаренко Г. А. Результаты отработки узлов центробежного компрессора для перспективных технологических процессов / Г. А. Бондаренко, Г. Н. Зиневич // Повышение

5. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: теория и практика / В. А. Марцинковский. – Сумы: СумГУ, 2005. – 416 с.
6. Солдатова К. В. Анализ движения газа в зазоре диск – корпус центробежной ступени компрессора численными методами и рекомендации по проектированию / К. В. Солдатова. // Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук по специальности 05.04.06 Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы. – С.-Петербург, 2007.

REFERENCES

1. Sheglaev A. V. (1976). Parovye tyrbiny. Moscow, Energiya, 367 p. [in Russian].
2. Seleznev K. P. (1968). Teoria i raschet tyrbocompressorov. Moscow, Energomashinostroeniye, 408 p. [in Russian].
3. Orlik V. G. (1993). Tyageloe mashinostroenie, Vol. 9, pp. 4–8. [in Russian].
4. Bondarenko G. A., Zinevich G. N. (1983). Rezyltaty otrabotky yzlov centrobegnogo compressorov dlya perspektivnykh technologicheskikh processow. Leningrad, LPI, pp. 18-22. [in Russian].
5. Marcuncowskiy B. A. (2005). Scelevue uplotnenia. Sumy State University, 416 p. [in Ukraine].

6. Soldatova K. V. (2007). Analiz dvigeniya gaza v zazore «pokruvaysciy disk – corpus centrobegnogo compressoroy stypeni chislennymi metodami i recomendacui po proektirovaniy. Dissertacuya na soiscanie uchenoi stepeni c. t. n., Sanct-Peterburg. [in Russian].



УДК 537.84

О повышении надежности технологического оборудования предприятий ТЭК при использовании магнитожидкостных герметизирующих комплексов

А. В. Радионов¹⁾¹⁾ ООО «НПВП «Феррогидродинамика», ул. Б. Морская, 45/5, Николаев, Украина, 54030**Article info:**

Paper received:

07 Jul 2014

The final version of the paper received:

08 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:¹⁾ ferrohydrodynamica@gmail.com

С учетом повышенных требований к эксплуатационной надежности, работоспособности и долговечности оборудования промышленных предприятий рассмотрены условия эксплуатации подшипниковых узлов. Так как до 90 % случаев аварийного разрушения подшипников связано с уплотнительными системами, то предложены магнитожидкостные герметизаторы, которые характеризуются практически полной герметичностью. Для расширения их области применения введено понятие магнитожидкостного герметизирующего комплекса. Проанализированы конструкция и внедрение такого комплекса на центробежном шахтном вентиляторе главного проветривания ВОД-30М.

Ключевые слова: магнитожидкостный герметизирующий комплекс, надежность, подшипниковый узел.

1. ВВЕДЕНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Современное состояние экологической безопасности основных отраслей промышленности (нефтеперерабатывающая, горнодобывающая, химическая и т. д.) Украины характеризуется обострением ряда проблем, обусловленных прежде всего старением оборудования, что связано с недостаточностью средств, вкладываемых в его обновление. Последствия длительной эксплуатации изношенного оборудования проявляются в резком ухудшении техногенной безопасности как составляющей части экологической безопасности по конечному результату влияния на окружающую среду и безопасную деятельность людей [1].

Несмотря на это, характерной тенденцией развития данных предприятий в настоящее время является стремление увеличить время работы между капитальными ремонтами до 2 – 3 лет, без значительного снижения уровня экологической безопасности, для повышения конкурентоспособности выпускаемой продукции.

Статистические данные свидетельствуют, что для многих видов оборудования (электродвигатели, редукторы, мешалки, вентиляторы и т. д.) наработка на отказ чаще всего определяется надежностью подшипниковых узлов.

Применение магнитожидкостных герметизаторов (МЖГ) в системах защиты подшипников, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях (абразив, влага, запыленность и т.д.), является одним из перспективных способов повышения эксплуатационной надежности оборудования. Согласно литературным данным [3, 4] до 90 % случаев аварийных разрушений таких подшипников вызвано

неудовлетворительной работой уплотнений. Магнитная жидкость (МЖ) удерживается в рабочем зазоре между валом и магнитопроводом под действием поля постоянного магнита и может обеспечить практически полную герметичность. Величина зазора в начале эксплуатации составляет 0,2-0,25 мм, но значительно увеличивается по мере износа оборудования.

Потенциальные возможности традиционных уплотнений (манжетных, сальниковых, торцовых, лабиринтных и других типов) в значительной степени исчерпали себя, и обеспечить абсолютную герметичность они не в состоянии [5].

В МЖГ используются в первую очередь два свойства МЖ: она втягивается в область неоднородного магнитного поля; на немагнитное тело, погруженное в магнитную жидкость, действует выталкивающая сила, имеющая магнитное происхождение (магнитолевитационный эффект) [6, 7]. Поэтому в МЖГ немагнитные частицы, попадающие в рабочий зазор герметизатора, заполненный магнитной жидкостью, выталкиваются из него.

Основными преимуществами МЖГ перед традиционными уплотнениями, помимо практически полной герметичности, являются минимальный износ вследствие чисто жидкостного трения, низкие энергетические потери, высокая ремонтпригодность, простота техобслуживания, работоспособность в статике и динамике, самовосстановление в случае аварийного прорыва уплотняемой среды [8 – 12].

Основными недостатками МЖГ является проблема совместимости МЖ и уплотняемой среды. Герметизаторы прекрасно работают при уплотнении

газов, паров, аэрозолей, мелкодисперсных сыпучих сред, однако при уплотнении жидких сред возможно гидродинамическое перемешивание уплотняемой среды и МЖ, что будет вести к нарушению работоспособности герметизатора. Эти проблемы возникают при достаточно высоких оборотах вращения вала. Поэтому при уплотнении жидких сред либо воздуха, содержащего большое количество жидкости (например, жидкого смазочного масла при уплотнении подшипниковых узлов), необходимо принять меры, минимизирующие контакт уплотняемой среды с магнитной жидкостью, находящейся в зазоре между валом и концентраторами магнитного потока на полюсных наконечниках МЖГ.

Другие недостатки МЖГ определяются сравнительно небольшой областью применения этого типа уплотнений. Они связаны с ограниченностью температурного диапазона и удерживаемого перепада давления, что вытекает из свойств магнитных жидкостей и жидкостей вообще.

Описанные в литературе методы повышения надежности, работоспособности и долговечности МЖГ не решают вопросов расширения области применения МЖГ. Кроме того, их сложно реализовать на практике.

Так, создание различных буферных пространств и разделительных газовых объемов, подробно описанных в [13], в целях уменьшения расхода МЖ в краевой области в месте ее контакта с уплотняемой средой либо вообще невозможно выполнить в реальной конструкции, либо конструкция уплотнения настолько усложняется, что затрудняет его эксплуатацию. При этом нужно учитывать, что подбор немагнитной жидкости, хорошо работающей в контакте с МЖ и исключаяющей их смешивание, – трудноразрешимая задача, особенно для высокоскоростных МЖГ.

Методы, направленные на исключение гидродинамической неустойчивости, возникающей при вращении вала уплотнения [10], требуют изменений в конструкции технологического оборудования, что при проведении модернизации недопустимо.

В литературе отсутствуют данные по возможности эксплуатации МЖГ при рабочих зазорах более 0,3 мм. В то же время анализ условий работы технологических установок показывает, что этот параметр должен быть увеличен как минимум до 0,5 – 0,8 мм.

Поэтому рассмотрение новых путей расширения области применения МЖГ на промышленных предприятиях является актуальным.

Целью работы является обоснование применения магнитоидкостных герметизирующих комплексов (МЖГК) для повышения эксплуатационной надежности, работоспособности и долговечности технологического оборудования предприятий ТЭК.

2. ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Одним из возможных путей расширения области применения МЖГ является создание комбинированных уплотнений, объединяющих достоинства традиционных и магнитоидкостных систем герметизации. Основной целью должно быть обеспечение полной герметичности.

Здесь уместно по аналогии с торцовыми уплотнениями ввести понятие магнитоидкостного гермети-

зирующего комплекса (МЖГК), под которым будем подразумевать комбинированную герметизирующую систему, в состав которой входят магнитоидкостный герметизатор и вспомогательные устройства, оптимизирующие условия его работы.

МЖГК позволяют повысить надежность герметизирующей системы путем параллельного соединения ее элементов. Основным элементом комплекса служит магнитоидкостный герметизатор, решающий основную задачу – обеспечение полной герметичности. Совместно с ним работает одно или несколько вспомогательных уплотнений, предназначенных для разгрузки основного от повышенного перепада давлений, уменьшения пятна контакта магнитной жидкости с уплотняемой средой и т. д. К вспомогательным элементам комплекса также необходимо включить группу устройств для обеспечения нормального функционирования основного уплотнения – дозаправка магнитной жидкостью, системы охлаждения и т. п. В случае необходимости МЖГК могут быть оснащены системами аварийной защиты, приборами контроля и т. д.

В практике применение МЖГ для герметизации агрессивных сред или сред, которые плохо сочетаются с жидкостью-носителем МЖ, хорошие результаты дает сочетание МЖГ и гидрозатвора [10].

Полезно устанавливать МЖГ после лабиринтных, щелевых, манжетных и других широко применяемых уплотнений, если они компенсируют значительные перепады давлений экологически вредных или агрессивных сред. В этом случае используется свойство практически полной герметичности МЖГ не позволяющее парам агрессивных или вредных сред попадать в атмосферу, а перепад давления удерживается традиционным уплотнением [14].

При длительном использовании МЖГ может происходить уменьшение объема герметизирующей МЖ вследствие испарения. Поэтому в конструкции герметизатора должно быть предусмотрено устройство для восполнения объема магнитной жидкости.

Основные характеристики МЖГ определяются параметрами магнитного поля в рабочем зазоре. Для проектирования МЖГ для каждого типоразмера вала и при различных значениях зазоров между валом и герметизатором (особенно это актуально для высоких линейных скоростей в зазоре и величинах зазора больше 0,3 мм) была разработана компьютерная методика расчета магнитного поля, удельных магнитных сил и гидродинамических процессов в рабочей зоне [15].

В качестве примера рассмотрим типичный случай из производственной практики, когда обслуживающий персонал не удовлетворяло качество работы уплотнений и единственным решением вопроса было применение магнитоидкостного герметизирующего комплекса.

Шахтные вентиляторные установки главного проветривания осуществляют непрерывное проветривание горных выработок, что является одним из условий обеспечения безопасности труда персонала, работающего в шахте. Поэтому в составе шахтных вентиляторных установок главного проветривания предусматриваются два вентилятора – рабочий и резервный. Каждый должен иметь высокую надежность и долговечность и попеременно работать круг-

лосуточно без остановки в течение определенного срока, после чего включается в работу вентилятор, находящийся в резерве. Мы подробно остановимся на осевом шахтном вентиляторе ВОД-30М, эксплуатирующемся на шахте «Терновская» (г. Павлоград).

Шахтные вентиляторные установки главного проветривания при работе на всасывание перемещают шахтный воздух, отличающийся от атмосферного наличием в нем различных газов, пара, кислот, значительного количества штыба, пыли, воды.

Поэтому при эксплуатации шахтных вентиляторов обязательно будет происходить налипание пыли на поверхность лопаток, попадание влаги и пыли в пустотелые лопатки, что будет приводить к дисбалансу ротора, появлению повышенной вибрации подшипниковых узлов и в итоге к необходимости остановки вентилятора для очистки и обслуживания.

Повышенная вибрация и изгиб вала с консольной нагрузкой ведут, в свою очередь, к необходимости увеличения зазоров в уплотняющих устройствах подшипниковых опор и, соответственно, к ухудшению их работы. Кроме того, конструктивно даже новые крупные подшипники качения будут иметь значительные радиальные зазоры. Действительно, для двухрядных радиальных сферических роликоподшипников с диаметром отверстия 200–225 мм (3 группа), используемых в указанных типах вентиляторов, величина зазора составляет 0,22–0,29 мм, что вносит дополнительный негативный вклад в работу уплотняющих устройств [16].

Рекомендованные предельное биение вала и несоосность посадочного места относительно оси вала для армированных манжет, используемых в указанных выше вентиляторах, составляют соответственно 0,15 и 0,20 мм, что уже ниже реально существующих [17].

Дополнительным фактором, негативно влияющим на работу уплотнений подшипниковых опор, является наличие большого количества твердых частиц в перекачиваемом воздухе. Интенсивно попадающие под кромку уплотнения частицы вызывают износ поверхности вала и уменьшение герметизирующей способности уплотнения, выражающейся как в увеличении протечек масла, так и попадании твердых частиц в смазочное масло и в подшипники, что может привести к самым негативным последствиям.

Учитывая данные факторы, приходится констатировать, что уплотнения, используемые в подшипниковых опорах упомянутых вентиляторов, работают недостаточно эффективно.

В связи с использованием в шахтных вентиляторах главного проветривания подшипников качения срок службы вентиляторов главного проветривания определяется сроком эксплуатации подшипниковых узлов и любой фактор, отрицательно влияющий на надежность подшипникового узла, автоматически будет как ухудшать надежность вентилятора в целом, так и уменьшать срок его дальнейшей эксплуатации [18].

Задача по разработке магнитоэластического герметизирующего комплекса подшипникового узла шахтного вентилятора ВОД-30М была достаточно сложной.

Как показал опыт эксплуатации и сравнительных испытаний, для защиты подшипниковых узлов с подшипниками качения и жидкой смазкой с успехом можно использовать МЖГК, состоящий из наружно-

го магнитоэластического герметизатора и внутреннего манжетного уплотнения, взаимно усиливающий преимущества и компенсирующий недостатки каждого типа уплотнений. МЖГК предохраняет узел от проникновения твердых частиц снаружи, выталкивая их из рабочего зазора, заполненного магнитной жидкостью, манжета, работающая в условиях обильной смазки, предотвращает вытекание смазочного масла из подшипникового узла и попадание масла в рабочий зазор собственно МЖГ [19, 20]. В случае разъемных уплотнений в них используются стандартные резиновые армированные манжеты, разрезаемые в одном месте для возможности установки на вал без разборки всего вентилятора. Стык манжеты при установке манжеты в крышку располагается сверху (подобное техническое решение используют некоторые зарубежные фирмы, выпускающие разъемные манжеты различных конструкций).

Несмотря на большой размер штатной крышки подшипникового узла, место для размещения уплотнения оказалось крайне ограниченным в размерах, как в осевом, так и в радиальном направлении – со стороны подшипника центральную часть крышки охватывало Г-образное в сечении маслосбрасывающее кольцо, закрепленное на валу, с наружной стороны вблизи торцевой поверхности крышки находились ступеньки на поверхности вала. Поэтому выполнить МЖГК в виде двух самостоятельных узлов было невозможно и пришлось разрабатывать совершенно новую конструкцию.

При создании герметизатора вентилятора ВОД-30М были приняты следующие технические решения:

- внешнюю часть крышки подшипникового узла с фланцем сохранить в виде отдельной детали, центральную часть крышки срезать;

- МЖГ выполнить в виде отдельного блока, размещаемого на месте центральной части крышки,

- магнитную систему МЖГ с радиальным расположением магнитов и внутренним полюсным наконечником разместить на месте срезанного канавочного уплотнения;

- второй (наружный) полюсный наконечник сделать съемным в виде крышки, плотно входящей в кольцевую проточку на торцевой поверхности фланца МЖГ и закрепляемой болтами;

- между внутренними торцевыми поверхностями магнитной системы МЖГ и наружного полюсного наконечника организовать полость и разместить в ней разрезную манжету 300x340 ГОСТ 8752;

- центральную часть наружного полюсного наконечника выполнить с конусным выступом, входящим под стенку манжеты, что позволит увеличить осевую длину рабочего зазора под полюсным наконечником (сечение центральной части наружного полюсного наконечника при этом по форме напоминает «сапожок»);

- концентраторы магнитного потока нарезать только на центральной части наружного полюсного наконечника («сапожке»);

- в связи со значительным радиальным зазором в подшипниках рабочий зазор в МЖГ увеличить до 0,4 – 0,9 мм.

Конструкция герметизатора показана на рис. 1 и 2.

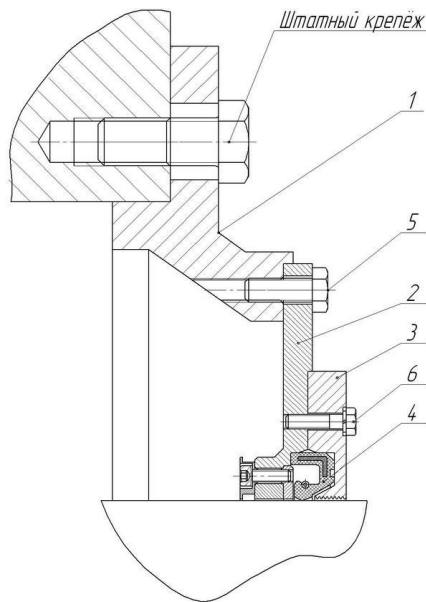


Рис. 1. Герметизатор подшипникового узла:
1 – корпус большой; 2 – МЖГ; 3 – крышка передняя («сапожок»); 4 – манжета 300x340 ГОСТ 8752; 5 – болт М10; 6 – болт М6

Как и крышка подшипникового узла вентилятора, МЖГК выполнен разъемным.

Герметизирующий комплекс состоит из трех частей – корпуса большого 1, повторяющего внешнюю часть штатной крышки подшипникового узла и крепящегося при помощи штатных болтов, собственно МЖГ 2, устанавливаемого на торце корпуса большого, и крышки передней («сапожка») 3. В полости между ними размещается манжета 4 – выполняющая функции предварительной ступени уплотнения. МЖГ 2 закрепляется на торцевой поверхности корпуса большого 1 болтами 5.

Магнитожидкостный герметизатор (МЖГ) состоит из корпуса с фланцем и магнитной системы.

В данном МЖГ функцию второго полюсного наконечника герметизатора выполняет крышка передняя («сапожок») 3, вставляемая в проточку на торцевой поверхности фланца МЖГ и прижимаемая к нему болтами 6 М6. На обращенной к поверхности вала поверхности крышки передней («сапожка») 3 нарезаны концентраторы

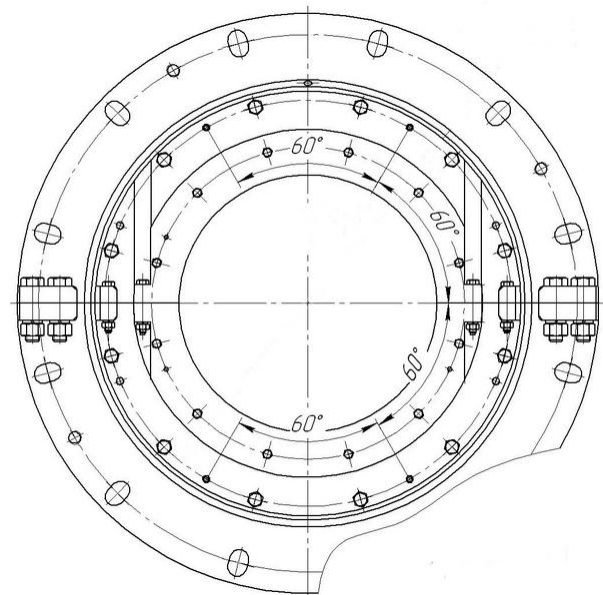


Рис. 2. Герметизатор подшипникового узла. Вид спереди

магнитного потока – кольцевые зубцы с канавками между ними. На наружной цилиндрической поверхности фланца МЖГ 2 имеется отверстие для заправки магнитной жидкости, заглушаемое винтом М5.

Анализ распределения магнитного поля в зазоре МЖГ, выполненный по методике, подробно изложенной в [15], показал, что примененная конструкция магнитной системы МЖГ должна обеспечить надежную работу всего магнитожидкостного герметизирующего комплекса в диапазоне рабочих зазоров до 0,9 мм (рис. 3, 4), несмотря на прогнозируемое снижение величины магнитной индукции. Интересным является факт, что при $\delta \geq 1,0$ мы уже не можем говорить о резко неоднородном поле, которое достигалось наличием концентраторов магнитного потока. На рис. 4 г ясно видно отсутствие пиковых зон, что в целом свидетельствует о недостаточности магнитного поля для удержания жидкости в зазоре.

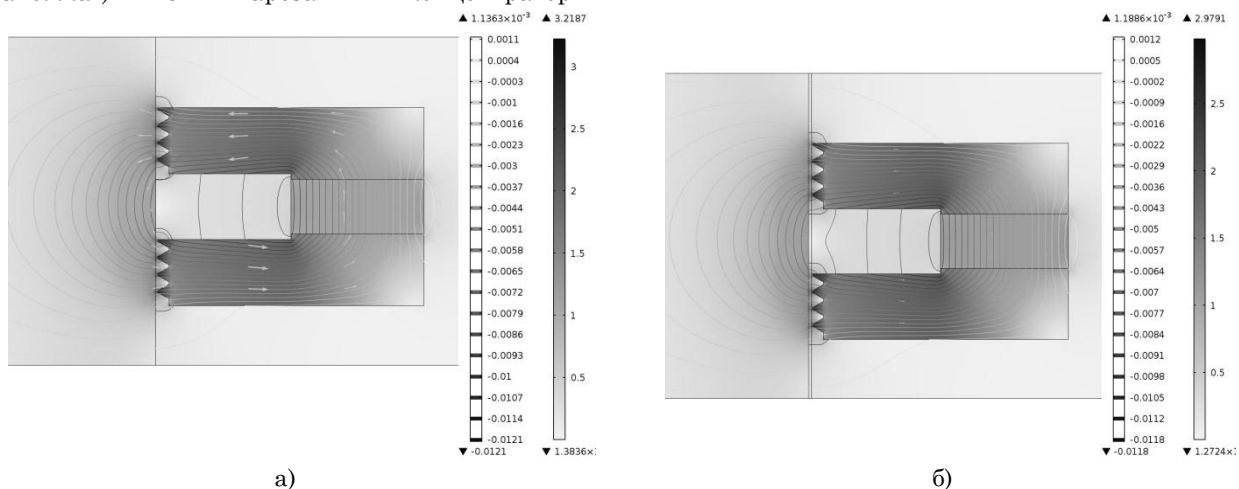


Рис. 3, лист 1. Распределение в активной зоне МЖГ силовых линий (изолинии $A\varphi$), вектора магнитной индукции: а) зазор 0,1 мм; б) зазор 0,4 мм

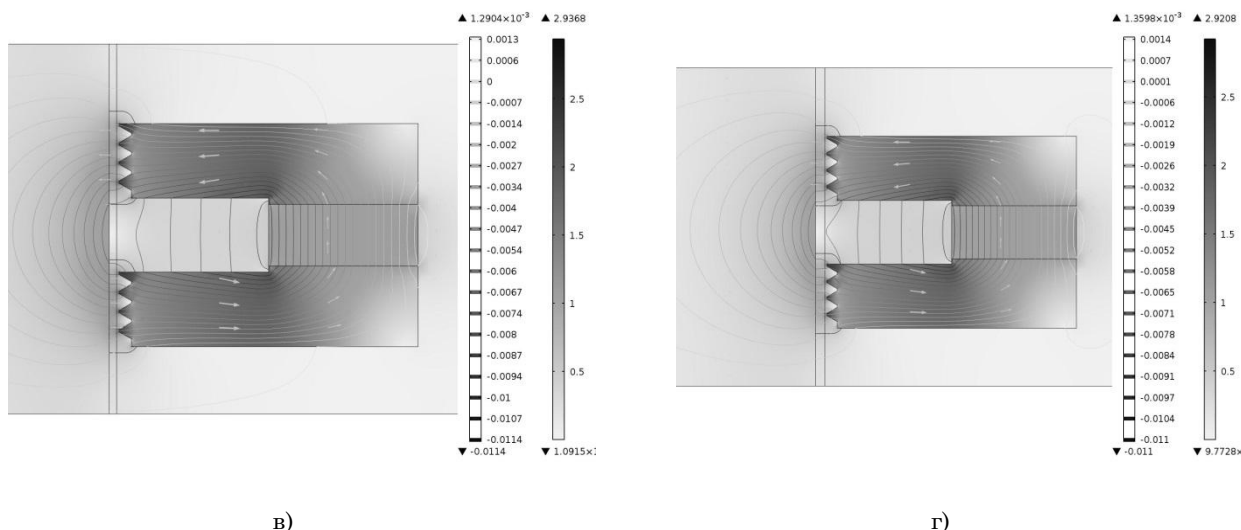


Рис. 3, лист 2. Распределение в активной зоне МЖГ силовых линий (изолинии $A\varphi$), вектора магнитной индукции: в) зазор 0,7 мм; г) зазор 1 мм

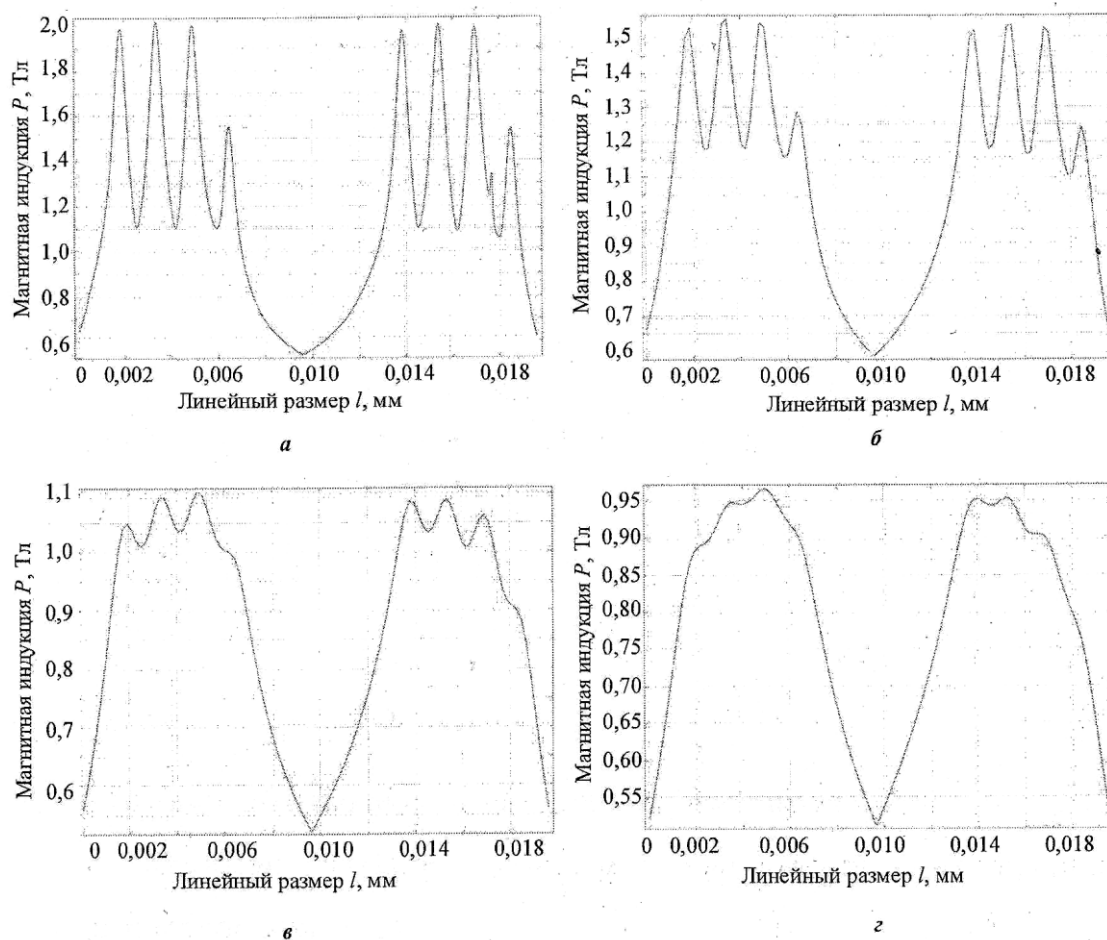


Рис. 4. Распределение радиальной компоненты магнитной индукции на поверхности вала с зазором: а) 0,1 мм; б) 0,4 мм; в) 0,7 мм; г) 1 мм

МЖГК вентилятора ВОД-30М были установлены на шахте «Терновская» в июне 2011 г. Обслуживающий персонал шахты ежемесячно проводит контроль за работой МЖГК. Данные заносятся в специальный журнал. За три года эксплуатации выбросов масла не наблюдалось. Магнитная жидкость дозправляется с периодичностью

один раз в полгода. Срок эксплуатации в несколько раз превысил срок ранее применяемых уплотнений. В табл. 1 приведены величины рабочих зазоров между втулкой, надетой на вал, и полюсными наконечниками МЖГ.

Таблица 1 – Размеры рабочих зазоров

Блок опорный передний (со стороны двигателя)			Блок опорный задний		
Слева (со стороны двигателя)	Вверху	0,9	Слева (со стороны двигателя)	Вверху	0,6
	Внизу	0,6		Внизу	0,6
	Справа	0,9		Справа	0,6
	Слева	0,9		Слева	0,6
Справа	Вверху	0,6	Справа	Глухая крышка	
	Внизу	0,45			
	Справа	0,4			
	Слева	0,6			

3. ВЫВОДЫ

Повышенные требования к эксплуатационной надежности и ресурсу технологического оборудования промышленных предприятий активизировали работы по совершенствованию уплотнительных систем с целью достижения практически полной герметичности.

Проведенный анализ показал, что с помощью традиционных уплотнений проблему решить невозможно.

Полной герметичности можно добиться применением магнитожидкостных герметизаторов. Однако

узкая область применения МЖГ, связанная с проблемами совместимости МЖ и уплотняемой среды, ограничениями по удерживаемому перепаду давлений и т. д., сдерживает внедрение данного типа герметизаторов.

Предложено создание магнитожидкостных герметизирующих комплексов, в состав которых совместно с МЖГ включаются вспомогательные уплотнения, предназначенные для разгрузки основного.

Приведен пример конструкции МЖГК и проанализирован опыт его эксплуатации на шахте «Терновская» (г. Павлоград).

On increasing the reliability of the process equipment of energy companies using magnetic-sealing systems

A. Radionov¹⁾

¹⁾ LLC «NSAIDs «Ferrohydrodynamica», 45/5, B. Morskaya str., Nikolaev, Ukraine, 54030

The operating conditions of bearing assemblies are considered with the increasing demands of operational reliability, working capacity and durability of the equipment of industrial enterprises. Since up to 90% of accidental destruction of the bearing due to the sealing system, the magnetic fluid seals which are characterized by an almost complete integrity are proposed. In order to expand their areas of application the concept of magnetic fluid sealing complexes is introduced. The design and implementation of this complex on the centrifugal mine main fan ВОД-30М are analyzed.

Key words: magnetic fluid sealing complex, reliable, bearing assembly.

Про підвищення надійності технологічного обладнання підприємств ПЕК при використанні магніторідинних герметизуючих комплексів

О. В. Радіонов¹⁾

¹⁾ ТОВ «НПЗП «Ферогідродинаміка», вул. В. Морська, 45/5, Миколаїв, Україна, 54030

З урахуванням підвищених вимог до експлуатаційної надійності працездатності та довговічності устаткування промислових підприємств розглянуті умови експлуатації підшипникових вузлів. Оскільки до 90 % випадків аварійного руйнування підшипників пов'язано з ущільнювальними системами, то запропоновані магніторідинні герметизатори, що характеризуються практично повною герметичністю. Для розширення їх галузі застосування введено поняття магніторідинного герметизуючого комплексу. Проаналізована конструкція і впровадження такого комплексу на відцентровому шахтному вентиляторі головного провітрювання ВОД-30М.

Ключові слова: магніторідинний герметизуючий комплекс, надійність, підшипниковий вузол.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Белов С. А. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС / С. А. Белов, В. В. Литвак, С. С. Солод. – Томск : Изд-во НТЛ, 2008. – 218 с.
2. Быков А. А. О проблемах техногенного риска и безопасности техносферы / А. А. Быков // Проблемы анализа риска.

– 2012. – Т. 9, №3. – С. 4 – 8.

3. Черменский О. Н. Подшипники качения: Справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.

4. Павлицев В. Т. Підшипники кочення: Основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу / В. Т. Павлицев. – Львів : Національний університет «Львівська політехніка» (Інформаційно-видавничий центр «ІНТЕЛЕКТ») Інституту підвищення кваліфікації та перепідготовки кадрів). «Інтелект-Захід», 2001. – 136 с.
5. Курбатова О. А. Монтаж и ремонт горных машин и электрооборудования / О. А. Курбатова, В. М. Павлюченко: учеб. пособие. – Владивосток : Изд-во ДВГТУ, 2004. – 286 с.
6. Казаков Ю. Б. Герметизаторы на основе нанодispersных магнитных жидкостей и их моделирование / [Ю. Б. Казаков, Н. А. Морозов, Ю. И. Страдомский, С. М. Перминов]. – Иваново : ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина», 2010. – 184 с.
7. Берковский Б. М. Магнитные жидкости / Б. М. Берковский, В. Ф. Медведев, М. С. Краков. – М. : Химия, 1989. – 240 с.
8. Розенцвейг Р. Феррогидродинамика / Р. Розенцвейг. – М. : Мир, 1989. – 357 с.
9. Такетоми С. Магнитные жидкости / С. Такетоми, С. Тикадзуми. – М. : Мир, 1989. – 357 с.
10. Морозов Н. А. Нанодispersные магнитные жидкости в технике и технологиях / Н. А. Морозов, Ю. Б. Казаков. – Иваново : ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В. И. Ленина», 2011. – 264 с.
11. Радионов А. В. Магнитожидкостные герметизаторы на химических заводах: опыт внедрения и перспективы / А. В. Радионов, А. Н. Виноградов, В. Н. Веревкин // Химическая техника. – 2003. – №1. – С. 28 – 32.

REFERENCES

1. Belov S. A., Litvak V. V., Solod S. S. (2008). Nadezhnost teploenergeticheskogo oborudovaniya TES. Tomsk, Izd-vo NTL, 218 p. [in Russian].
2. Byikov A. A. (2012). Problemyi analiza riska, Issue 9, Vol. 3, pp. 4–8. [in Russian].
3. Chermenskiy O. N., Fedotov N. N. (2003). Podshipniki kacheniya: Spravochnik-katalog. M., Mashinostroenie, 576 p. [in Russian].
4. Pavlishev V. T. (2001). Pidshipniki kochennya: Osnovni parametri, konstruktsiyi opor, zmaschuvannya, uschilnennya ta rozrahunki resursu. Lviv, «Intelekt-Zahid», 136 p. [in Ukrainian].
5. Kurbatova O. A., Pavlyuchenko V. M. (2004). Montazh i remont gorniyh mashin i elektrooborudovaniya. Vladivostok, Izd-vo DVGTU, 286 p. [in Russian].
6. Kazakov Yu. B., Morozov N. A., Stradomskiy Yu. I., Perminov S. M. (2010). Germetizatoryi na osnove nanodispersnyih magnitnyih zhidkostey i ih modelirovanie. Ivanovo, GOUVPO «Ivanovskiy gosudarstvenniy energeticheskiy universitet imeni V.I. Lenina», 184 p. [in Russian].
7. Berkovskiy B. M., Medvedev V. F., Krakov M.S. (1989). Magnitnyie zhidkosti. M., Himiya, 240 p. [in Russian].
8. Rozentsveyg R. (1989). Ferrogidrodinamika. M., Mir, 357 p. [in Russian].
9. Taketomi S., Tikadzumi S. (1989). Magnitnyie zhidkosti. M., Mir, 357 p. [in Russian].
10. Morozov N. A., Kazakov Yu. B. (2011). Nanodispersnyie magnitnyie zhidkosti v tehnike i tekhologiyah. Ivanovo, FGBOUVPO «Ivanovskiy gosudarstvenniy energeticheskiy universitet imeni V. I. Lenina», 264 p. [in Russian].

12. Радионов А. В. Опыт эксплуатации магнитожидкостных герметизаторов в промышленной энергетике / А. В. Радионов // Гірничя електромеханіка та автоматика. – Вип. 87. – Дніпропетровськ, 2011. – С. 134 – 138.
13. Pislara-Danescu L. Magnetic Nanofluid Applications in Electrical Engineering / [L. Pislara-Danescu, A. M. Morega, G. Telipan, M. Morega] // IEEE Transactions on magnetics. – Vol. 49. – № 0.11, November. – 2013. – P. 5489 – 5498.
14. Радионов А. В. Комбинированные магнитожидкостные герметизаторы – эффективная альтернатива бесконтактным уплотнениям подшипниковых узлов с жидкой смазкой / А. В. Радионов, А. Н. Виноградов // Збагачення корисних копалин: наук. техн. зб. – 2009. – Вип. 35 (76). – С. 148 – 155.
15. Радионов А. В. Конечнo-элементный анализ магнитного поля и течения магнитной жидкости в активной зоне магнитожидкостного герметизатора вращающегося вала / [А. В. Радионов, А. Д. Подольцев, А. В. Загоруйко] // Вибронaдежність и герметичність центробежних машин. – Сумы, 2011. – С. 77 – 87.
16. Чичинадзе А. В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / [А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун и др.]; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.
17. Новиков Д. К. Опоры и уплотнения авиационных двигателей и энергетических установок: [электр. учеб. пособие]. [Электронный ресурс] / Д. К. Новиков, С. В. Фалалеев. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 124 с.
18. Бабак Г. А. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания: справочник / [Г. А. Бабак, К. П. Богаров, А. Т. Волохов и др.]. – М. : Недра, 1982. – 296 с.

11. Radionov A. V., Vinogradov A. N., Vinogradov V. N. (2003). Himicheskaya tehnika, Vol. 1, pp. 28 – 32. [in Russian].
12. Radionov A. V. (2011). Girnicha elektromehanika ta avtomatika, Vip. 87, pp. 134 – 138. [in Russian].
13. Pislara-Danescu L., Morega A. M., Telipan G., Morega M. (2013). IEEE Transactions on magnetics, Vol. 49, pp. 5489–5498. [in Russian].
14. Radionov A. V., Vinogradov A. N. (2009). Zbagachennya korisnih kopalin: nauk. tehn. zb., 2009, Vol. 35 (76), pp. 148–155. [in Russian].
15. Radionov A. V., Podoltsev A. D., Zagorulko A. V. (2011). Vibronadezhnost i germetichnost tsentrobezhnyh mashin, Sumy, pp. 77–87. [in Russian].
16. Chichinadze A. V., Berliner E. M., Braun E. D. i dr. (2003). Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotekhnika). M., Mashinostroenie, 576 p. [in Russian].
17. Novikov D. K., Falaleev S. V. (2011). Oporyi i uplotneniya aviatsionnyih dvigateley i energeticheskikh ustanovok: [elektr. ucheb. posobie]. [Elektronniy resurs]. Samara, Izd-vo Samar. gos. aerokosm. un-ta, 124 p. [in Russian].
18. Babak G. A., Bogarov K. P., Volohov A. T. i dr. (1982). Shahtnyie ventilyatornyie ustanovki glavnogo provetrivaniya: spravochnik. M., Nedra, 296 p. [in Russian].



Оценка удовлетворенности заинтересованных сторон. Часть 1. Обзор методов оценки

О. Д. Дынник¹⁾, В. А. Залогова²⁾, А. В. Ивченко³⁾, Ю. А. Погоржельская⁴⁾, Н. В. Сущенко⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

Article info:

Paper received:

29 May 2014

The final version of the paper received:

20 September 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

¹⁾ odkonotop@mail.ru

²⁾ zalogav@gmail.com

³⁾ ivchenkos@i.ua

⁴⁾ pogorz@rambler.ru

⁵⁾ rogdestvenskaja@mail.ru

В современных условиях производственной деятельности все больше предприятий проводят работы по разработке и внедрению процессно-ориентированных систем управления, соответствующих требованиям международных стандартов на системы управления. Основными целями внедрения таких систем является удовлетворенность требований различных заинтересованных сторон (ЗС), а показатель их удовлетворенности становится критерием совершенства (оптимальности) деятельности предприятия, поэтому актуальной является задача его количественной оценки.

Целью работы является исследование методов оценки удовлетворенности заинтересованных сторон на основе анализа научных работ и требований законодательных и нормативных документов путем выявления единого подхода к определению уровня удовлетворенности заинтересованных сторон в деятельности организаций.

Установлено, что в настоящее время не существует единого подхода к определению обобщающего показателя удовлетворенности ЗС. В основном данный показатель вычисляется путем умножения единичных показателей удовлетворенности ЗС на соответствующие коэффициенты весомости. Значения данных показателей выражаются, как правило, в баллах.

Для измерения удовлетворенности используется порядковая шкала или видоизмененная шкала Лейкерта. Единого четкого подхода к определению того, какой уровень удовлетворенности можно считать приемлемым, не выработано.

Практически во всех рассмотренных работах исследователи ограничиваются расчетом удовлетворенности потребителя в виде векторной или линейной характеристики, представляющей собой средневзвешенную арифметическую величину.

Ключевые слова: Заинтересованная сторона, Удовлетворенность, Оценка, Шкала, Метод, Стандарт, Модели совершенствования.

1. ВВЕДЕНИЕ

Требования к оцениванию удовлетворенности всех заинтересованных сторон (ЗС), кроме международных стандартов (МС) ISO серии 9000 версии 2008 года, содержатся практически во всех распространенных моделях совершенствования деятельности организаций: Европейская премия по качеству (EQA); Национальная премия качества М. Бэлдриджа в США; премия Деминга в Японии и др.

В тоже время широкое распространение получила процедура подтверждения соответствия деятельности организаций требованиям различных МС по системам управления: сертификация систем экологического менеджмента – МС ISO 14001; сертификация систем промышленной безопасности и охраны труда – МС OHSAS 18001; сертификация систем социальной ответственности – МС SA 8001 и др. В данных МС рассматривается удовлетворение требований различных групп людей, заинтересованных в деятельности организации.

МС ISO 9004 версии 2009 года определяет термин «заинтересованные стороны», как отдельные люди и все иные, кто добавляет ценность организации, или каким-то другим способом заинтересованные в или влияющие на деятельность организации. Другими словами, помимо заказчиков, к сторонам, заинтересованным в деятельности организации, в соответствии со стандартом ISO 9004 рекомендуется относить потребители, персонал организации, акционеров, поставщиков, а также общественные организации.

Однако из всех заинтересованных сторон наиболее развита методика оценки удовлетворенности потребителей, без проведения которой руководству организации трудно принять решения о том, что необходимо улучшить в продукции и в отношениях с потребителями, для того, чтобы сохранить их приверженность [1].

Поэтому целью работы является исследование методов оценки удовлетворенности заинтересованных сторон на основе анализа научных работ и требований законодательных и нормативных докумен-

тов путем выявления единого подхода к определению уровня удовлетворенности заинтересованных сторон в деятельности организаций.

2. ИССЛЕДОВАНИЯ УДОВЛЕТВОРЕННОСТИ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

В большинстве методических подходов респондентам предлагается оценить продукцию, услуги и эффективность работы компании по определенному набору критериев. Так, Р. Картер в 1995 году предложил перечень характеристик, учитываемых при комплексных оценках соответствия поставщиков особенностям и потребностям закупающей компании. Этот перечень получил название «Десять С» [2]:

Competence – компетентность поставщика решать поставленные задачи;

Capacity – мощности поставщика, способные удовлетворить потребности покупателя;

Commitment – обязательство поставщика перед потребителем относительно качества, цены и обслуживания;

Control system – системы контроля материальных запасов, издержек, бюджетов, персонала и информации;

Cash resources and financial stability – ресурсы наличности и финансовая стабильность, свидетельствующие о финансовом здоровье поставщика и его способности продолжать бизнес в обозримом будущем;

Cost – цена в соответствии с качеством и уровнем обслуживания;

Consistency – стабильность поставок, совершенствование качества товаров и услуг;

Culture – и поставщик, и потребитель имеют совместимую культуру, общие ценности;

Clean – поставщики и поставляемый ими товар соответствуют требованиям законодательства и экологической безопасности;

Communication – возможность общаться с поставщиком с использованием современных информационных технологий.

Один из наиболее известных подходов – модель трех уровней удовлетворенности Н. Кано (1980 год), зависящая от уровня удовлетворенности качеством продукции или услуг [3]. Удовлетворение клиента пропорционально функциональности продукта, т. е. чем более функционален продукт, тем более удовлетворен клиент, и наоборот.

Модель Gap, разработанная в 1985-1988 годах американскими исследователями А. Парашураманом, В.А. Зайтамл, Л.Л. Бери [4] предлагает измерять удовлетворенность потребителей сервисом путем анализа разрывов между ожиданиями и фактически оказанным уровнем услуг. Данными авторами разработан также инструмент SERVQUAL (сокращение от Service Quality) для определения качества услуг с помощью количественного показателя – индекса качества SQI (Service Quality Index) [5]. Методика представляет собой анкету, разработанную на основе обобщения данных и включающую 22 пары вопросов с семибальной шкалой Лайкерта: «Абсолютно не согласен – Абсолютно согласен» с оценкой от 7 до 1 балла соответственно. Первая часть вопросов предназначена для выявления ожиданий потре-

бителя в отношении определенной услуги, вторая – для определения уровня соответствующих качеств в услуге, предлагаемой конкретной компанией. Определяется разность воспринятого и ожидаемого качества услуги. По каждой из детерминант рассчитывается частный индекс качества, положительное значение которого информирует о большей степени удовлетворенности услугой, чем ожидалось. Полученные значения частных индексов усредняются, что дает общий индекс качества SQI (Service Quality Index). Неотрицательное значение SQI означает, что восприятие качества полученной услуги не ниже ожиданий. В данной методике работа по оценке удовлетворенности потребителей ограничивается оценкой качества продукции или услуг. Этого недостаточно для получения качественной оценки удовлетворенности потребителей и проведения детального анализа мнения клиентов о компании.

Шкала Лайкерта (Лайкерта), предложенная Р. Лайкертом в 1932 году, – это метод многофакторной оценки, при котором респонденты оценивают перечисленные суждения, используя предлагаемые варианты ответов от одной критической позиции через нейтральную и до другой критической позиции, например, «полностью удовлетворен», «в некоторой степени удовлетворен» и т.д. Каждому критерию ставится в соответствие шкала оценок [6]. Это простой, но достаточно ненадежный подход, поскольку в нем не учитывается относительная значимость для потребителей отдельных критериев, по которым проводится оценка компании, что затрудняет определение сторон, требующих первоочередных усовершенствований с точки зрения клиента.

В литературе практическое применение вышеописанных моделей отражается чаще независимо друг от друга, что существенно ограничивает комплексное представление об уровне удовлетворенности клиентов. Комбинирование различных подходов дает синергетический эффект, существенно расширяя спектр разрабатываемых рекомендаций и придавая им большую обоснованность, что позволяет более детально подойти к анализу.

Шведский национальный индекс удовлетворенности потребителей. В 1989 году Швеция впервые среди всех стран ввела согласованный межотраслевой национальный инструмент оценки удовлетворенности потребителей в отношении качества товаров и услуг [3].

Под термином «удовлетворенность потребителя» понимается результат процесса сопоставления, когда опрашиваемый сравнивает свой опыт потребления продукции или услуги (фактический компонент) со стандартом (нормативный компонент), а также с идеальными представлениями о данной продукции или услуге. При оценке удовлетворенности предлагается различать два основных аспекта: технологический (что потребитель получает) и функциональный (как он это получает). Эти два аспекта составляют понятие технологического и функционального качества.

Американский и Европейский индексы удовлетворенности потребителей. Опыт проведения шведских исследований в области определения удовлетворенности потребителей был использован для со-

здания в 1996 году Американского индекса удовлетворенности потребителей (ACSI - American Customer Satisfaction Index) [5, 6].

В основе ACSI, лежит предположение о том, что удовлетворенность потребителей качеством услуги — это результат потребительского сравнения своих ожиданий и восприятия качества услуги по 22-м критериям, объединенным в пять групп: материальность, надежность, отзывчивость, убежденность и сочувствие. Основной единицей измерения служит коэффициент, который определяется как разность между восприятием и ожиданием качества услуги по 22-м пунктам.

Успешный опыт применения шведского и американского индексов удовлетворенности потребителей побудил Европейскую организацию качества (ЕОQ – European Organization for Quality) и Европейский фонд управления качеством (EFQM – European Foundation for Quality Management) при поддержке Европейской комиссии к созданию Европейского индекса удовлетворенности потребителя (ЕCSI - European Customer Satisfaction Index) [5].

Базовая модель европейского индекса удовлетворенности потребителя (ЕCSI) представляет собой структурную модель, увязывающую удовлетворенность с ее следствием, называемым лояльностью. Воспринимаемое качество в данной модели концептуально разделяется на два элемента: качество первого рода, определяемое характеристиками продукции (услуги), и качество второго рода — связанные с заказчиком элементы сервиса, определяемые поведением персонала организации при предоставлении услуг [5]. Описанные национальные индексы удовлетворенности потребителей представляют собой многоотраслевые количественные оценки удовлетворенности и основных факторов успеха предприятий, получаемые путем регулярного сбора данных, проводимого независимой организацией.

Путем анализа результатов исследования, получают информацию, необходимую для выработки улучшающих действий. Данная информация, служит средством ориентирования и руководством при разработке стратегии движения не только в части удовлетворения потребителей, но и в части воспитания в них лояльности.

3. УДОВЛЕТВОРЕННОСТЬ РАБОТНИКОВ ОРГАНИЗАЦИИ

Концепция всеобщего управления качеством TQM нацелена на создание такой системы управления, которая была бы ориентирована на человека. Поэтому основной задачей такой системы управления наряду с достижением удовлетворенности потребителей является обеспечение удовлетворенности сотрудников организации [7].

Существующие методики балльной оценки удовлетворенности работников можно разделить на две основные категории [8]: методики обобщенной оценки удовлетворенности и методики оценки удовлетворенности по различным составляющим. Большинство методик, основанных на рассмотрении удовлетворенности сотрудников как многомерного понятия, содержат оценки по различным аспектам, например,

по рабочей нагрузке, отношения с коллегами, методы руководства, отношения между начальниками и подчиненными, распределение полномочий и ответственности, возможности для роста и развития и т.п. Конкретный выбор оцениваемых аспектов зависит от целей исследования и характера организации [10].

К наиболее распространенным и часто используемым методикам многофакторной оценки удовлетворенности относятся:

Описательный индекс работы (JDI – Job Descriptive Index) - был разработан группой психологов Университета Индианы (США), под руководством У. Скотта в 1946 году [9]. За основу разработки была взята шкала семантической дифференциации, в которой имеется семь точек между двумя крайними утверждениями, например «сильный – слабый». Сотруднику предлагается отметить свое мнение по данной шкале, а затем выводятся средние величины по подразделениям, профессиональным группам и по организации в целом. Данный метод позволяет измерить удовлетворенность персонала работой постольку, поскольку истинно предположение о том, что все сотрудники организации одинаково оценивают определенные характеристики рабочей ситуации. Если люди по разному оценивают приведенные в анкете ситуации, то это приведет к искажению результатов исследования удовлетворенности [11].

Вопросник удовлетворенности трудом - был разработан в 1956 году совместно Службой занятости и Университетом Миннесоты (США). Оценка проводится по шкале, содержащей пять вариантов ответов: «очень неудовлетворен, неудовлетворен, нейтрален, удовлетворен, очень удовлетворен» [9].

Вопросник Портера – основан на мотивационной теории потребностей. Он включает в себя пятнадцать утверждений относительно пяти категорий потребностей: безопасности, уважения, автономии в работе, социальных потребностей и потребностей в самоактуализации. На основании собственных потребностей и представлений о работе, каждый сотрудник организации отвечает на три вопроса, относящихся к каждому утверждению: «Каково фактическое значение этой переменной? Каким оно должно быть? Насколько для меня важна эта переменная?» [11, 12]. Для каждой из пяти категорий потребностей рассчитывается отдельный показатель. Несмотря на то, что подсчет результатов по этому вопроснику довольно трудоемок, его ценность заключается в том, что в его основе лежит представление об удовлетворенности работой как относительном, а не абсолютном понятии [11].

Индекс удовлетворенности персонала – разработан Стокгольмской школой экономики по аналогии с индексом удовлетворенности потребителей. Базовая модель удовлетворенности сотрудников организации, включает в себя факторы, определяющие удовлетворенность персонала работой в организации, и индикаторы исполнения (удовлетворенность, приерженность и лояльность). Для проведения оценки разрабатывается специальный вопросник, который может быть адаптирован к конкретной организации, путем проведения ряда глубинных интервью с ее сотрудниками, работающими на разных должностях.

Применение результатов оценки позволяет улучшить качество управления организацией и повысить лояльность сотрудников [12].

Кроме перечисленных выше методик для оценки удовлетворенности работников организации могут применяться диагностический опрос о работе (JDS) и опрос об удовлетворенности работой (JSS), а для обобщенной оценки удовлетворенности работой – общая шкала оценки удовлетворенности работой (JIS) [13].

4. ОЦЕНКА УДОВЛЕТВОРЕННОСТИ ЗАИНТЕРЕСОВАННЫХ СТОРОН ОРГАНИЗАЦИИ

Выше были рассмотрены различные способы оценки удовлетворенности потребителей и работников организации. Однако способы оценки удовлетворенности других сторон, заинтересованных в деятельности организации еще не достаточно развиты. В связи с этим следует отметить способы оценки удовлетворенности заинтересованных сторон при проведении самооценки организации предложенные, Т. Конти [14, 15]. При этом все отношения между организацией и ЗС автор рассматривает с точки зрения постоянного совершенствования ее деятельности.

Исследование удовлетворенности ЗС организации проводится в качестве одного из этапов самооценки организации. При этом для каждой из заинтересованных сторон должны быть определены приоритетные цели по достижению определенного уровня удовлетворенности относительно основного конкурента или лучшего предприятия в отрасли.

Непосредственное восприятие ЗС обследуется на основе «дерева» удовлетворения и основывается на восприятии качества продукции заказчиками и другими ЗС. Ответы на вопросник ранжируются по пятибалльной шкале: 5 – абсолютно удовлетворен, 1 – абсолютно не удовлетворен. Обследование восприятия ЗС осуществляется с помощью анкетирования, телефонных или личных опросов.

После проведения оценки, результаты по различным компонентам удовлетворения потребителей

определяют преимущества и недостатки в сравнении с конкурентами, а также устанавливают области приоритетных действий. Полученные оценки удовлетворенности заинтересованных сторон используются в дальнейшем для целей самооценки. Результаты оценки сравниваются с поставленными целями по каждой заинтересованной стороне и определяются направления по улучшению деятельности [16].

5. ВЫВОД

В ходе проведенного анализа научных работ и требований законодательных и нормативных документов было установлено, что в современных условиях производственной деятельности все больше зарубежных и отечественных предприятий проводят работы по разработке и внедрению процессно-ориентированных систем управления, целью которых является удовлетворенность требований различных заинтересованных сторон, а показатель их удовлетворенности становится критерием совершенства (оптимальности) деятельности предприятия, поэтому актуальной является задача его количественной оценки.

Вместе с тем, в настоящее время не существует единого подхода к определению обобщающего показателя удовлетворенность ЗС. В основном данный показатель вычисляется путем умножения единичных показателей удовлетворенности ЗС на соответствующие коэффициенты весомости. Значения данных показателей выражаются, как правило, в баллах.

Для измерения удовлетворенности используется порядковая шкала или видоизмененная шкала Лейкерта. Единого четкого подхода к определению того, какой уровень удовлетворенности можно считать приемлемым, не выработано.

Практически во всех рассмотренных работах исследователи ограничиваются расчетом удовлетворенности потребителя в виде векторной или линейной характеристики, представляющей собой взвешенную арифметическую величину.

Assessment of stakeholder satisfaction. Part 1: Overview of assessment methods

O. D. Dynnik¹⁾, V. O. Zaloga²⁾, O. V. Ivchenko³⁾, Y. O. Pogorzhelska⁴⁾, N. V. Suschenko⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

In modern conditions of production activities, more and more companies conduct work on the development and implementation of process-oriented management systems that meets the requirements of the International management system standards. The main goals of such systems are to meet the requirements of the various stakeholders. An indicator of their satisfaction becomes the criterion of optimality of the enterprise, so it is a very urgent task of its quality assessment.

The aim is to study methods to assess the satisfaction of interested parties on the basis of analysis of scientific papers and the requirements of laws and regulations by identifying a single approach to determine the level of satisfaction of stakeholders in the organization.

It is established that now there is no single approach to the definition of summary measure satisfaction with the OS. Basically, this figure is calculated by multiplying the individual indicators of satisfaction on the corresponding OS weighting factor. The values of these parameters are expressed, usually in points.

To measure satisfaction using ordinal scale or a modified scale Leykerta. A single approach to determining what level of satisfaction can be considered acceptable, is not developed yet.

Practically in all the works of the researchers restricted by the calculation satisfies the creations of the consumer in the form of a vector or a linear characteristic, is a weighted average arithmetic value.

Key words: stakeholders, meeting, assessment, scale, method, standard, models of perfection.

Оцінка задоволеності зацікавлених сторін. Частина 1. Огляд методів оцінки

О. Д. Динник¹⁾, В. О. Залога²⁾, О. В. Івченко³⁾, Ю. О. Погоржельська⁴⁾, Н. В. Сущенко⁵⁾

1), 2), 3), 4), 5) Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна

В сучасних умовах виробничої діяльності все більше підприємств проводять роботи з розробки та впровадження процесно-орієнтованих систем управління, які відповідають вимогам міжнародних стандартів на системи управління. Основними цілями впровадження таких систем є задоволеність вимог різних зацікавлених сторін (ЗС), а показник їх задоволеності стає критерієм досконалості (оптимальності) діяльності підприємства, тому актуальною є задача його кількісної оцінки.

Метою роботи є дослідження методів оцінки задоволеності зацікавлених сторін на основі аналізу наукових робіт і вимог законодавчих та нормативних документів шляхом виявлення єдиного підходу до визначення рівня задоволеності зацікавлених сторін в діяльності організацій.

Встановлено, що на теперішній час не існує єдиного підходу до визначення узагальнюючого показника задоволеності ЗС. В основному цей показник обчислюється шляхом множення одиничних показників задоволеності ЗС на відповідні коефіцієнти вагомості. Значення цих показників виражаються, як правило, в балах.

Для вимірювання задоволеності використовується порядкова шкала або видозмінена шкала Лейкерта. Єдиного чіткого підходу до визначення того, який рівень задоволеності можна вважати прийнятним, не вироблено.

Практично у всіх розглянутих роботах дослідники обмежуються розрахунком задоволеності споживача у вигляді векторної або лінійної характеристики, що є середньозважена арифметична величина.

Ключові слова: зацікавлена сторона, задоволеність, оцінка, шкала, метод, стандарт, моделі вдосконалення.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Качалов В. А. Что такое «постоянное повышение результативности СМК»? / В. А. Качалов // Методы менеджмента качества. – 2007. – № 1. – С. 24–32.
2. Системы, методы и инструменты менеджмента качества : учебное пособие / М. М. Кане, Б. В. Иванов, В. Н. Корешков. – СПб. : Питер, 2008. – 560 с.
3. Адлер Ю. П. Хороший потребитель – довольный потребитель, или что приходит в голову, когда говорят про удовлетворенность и лояльность / Ю. П. Адлер, С. В. Турко. – М. : РИА «Стандарты и качество», 2006. – 44 с.
4. Мирошников В. В. Методика измерения удовлетворенности заинтересованных сторон при внедрении системы качества / В. В. Мирошников // Композиционные материалы в промышленности : матер. 24-й ежегодной Междунар. науч.-практ. конф. (Ялта, 31 мая – 4 июня 2004 г.). – Киев : Наука. Техника. Технология, 2004. – С. 61–64.
5. Хилл Н. Измерение удовлетворенности потребителя по стандарту ИСО 9000:2000 / Н. Хилл, Б. Сельф, Г. Роше ; пер. с англ. – М. : Издательский дом «Технологии», 2004. – 192 с.
6. Мироненко І. І. Дослідження системи факторів, які сприяють формуванню та розвитку взаємовідносин машинобудівних підприємств зі споживачами продукції / І. І. Мироненко // Економіка розвитку. – 2012. – № 1. – С. 103–107.
7. Залога В. А. Анализ методов оценки качества продукции литейного производства на примере гильз блока цилиндров / В. А. Залога, О. Д. Динник, А. В. Ивченко // Тези доповідей 8-ї Всеукраїнської науково-технічної конференції «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво». – Луцьк : ЛНТУ, 2008. – С. 70–71.
8. Ткачук Л. М. Сучасні тенденції управління якістю на підприємствах України / Л. М. Ткачук // Вісник Київського національного університету ім. Т. Г. Шевченка. Серія «Економіка». – 2003. – Вип. 65. – С. 101–102.
9. Все о качестве. Зарубежный опыт. 2002, Вып. 33: Измерения удовлетворенности потребителя [Текст] / сост. Г. Герасимова. – М. : ООО «НТК «Трею», 2002. – 40 с.
10. Динник О. Д. Разработка метода оценки результативности функционирования процессов системы управления качеством заготовительного производства / О. Д. Динник, А. В. Ивченко // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2011. – Вип. 10. – С. 139–149.
11. Динник О. Д. Использование критериев удовлетворенности заинтересованных сторон при оценке системы управления качеством заготовительного производства / О. Д. Динник, В. А. Залога, А. В. Ивченко // Качество, стандартизация, контроль: теория и практика : материалы 11-й Международной научно-практической конференции (Ялта, 26–29 сентября 2011 года). – Киев : АТМ України, 2011. – С. 51–53.
12. Залога В. О. Розроблення методу комплексного оцінювання ефективності системи управління якістю заготовительного виробництва машинобудівного підприємства / В. О. Залога, О. Д. Динник, О. В. Івченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – № 4. – С. 61–64.
13. Соколова Л. И. Формирование подсистемы измерения и анализа удовлетворенности и вовлеченности персонала в процессы системы менеджмента качества образовательной организации: монография / Л. И. Соколова, Е. С. Мищенко. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 124 с.
14. Смирнова М. М. Управление взаимоотношениями на промышленных рынках как источник конкурентных преимуществ компании / М. М. Смирнова // Российский журнал менеджмента. – 2006. – № 3. – С. 27–54.
15. Щукин О. С. Центрированная модель самооценки организации / О. С. Щукин, Н. В. Цуканова // Современная экономика: проблемы и решения. – 2010. – № 6. – С. 106–123.
16. Conti Tito A Look at the Distinguishing Features of Self-Assessment Models and Methods / Conti Tito // EFQM Learning Edge Conference. - Rome: 29-30 April, 1998. - P. 102-108.

E

REFERENCES

1. Kachalov V. A. (2007). *Metody me-nedzhmenta kachestva*, Vol. 1, pp. 24–32. [in Russian].
2. Kane M. M., Ivanov B. V., Koreshkov V. N. (2008). *Sistemy, metody i instrumenty menedzhmenta kachestva: uchebnoe posobie*. SPb, Piter, 560 p. [in Russian].
3. Adler Ju. P., Turko S. V. (2006). *Horoshij potrebitel – dovolnyj po-trebitel, ili chto prihodit v golovu, kogda govoryat pro udovletvorennost i lojalnost*. M., RIA «Standarty i kachestvo», 44 p. [in Russian].
4. Miroshnikov V. V. (2004). *Kompozicionnye materialy v promyshlennosti: mater. 24-j ezhegodnoj Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. (Jalta, 31 maja – 4 iyunja 2004 g.)*. Kiev, Nauka. Tehnika. Tehnologija, pp. 61–64. [in Ukrainian].
5. Hill N., Self B., Roshe G. (2004). *Izmerenie udovletvorennosti potrebitelja po standartu ISO 9000:2000*. M., Izdatel'skij dom «Tehnologii», 192 p. [in Russian].
6. Mironenko I. I. (2012). *Ekonomika rozvitku*, Vol. 1, pp. 103–107. [in Ukrainian].
7. Zaloga V. A., Dynnik O. D., Ivchenko A. V. (2008). *Tezi dopovidej 8-i Vseukraïns'koï naukovo-tehnichnoï konferencii «Mashinobuduvannja Ukraïni ochima molo-dih: progresivni idei – nauka – virobnictvo»*. Luc'k, LNTU, pp. 70–71. [in Ukrainian].
8. Tkachuk L. M. (2003). *Visnik Kiyvskogo nacionalnogo universitetu im. T. G. Shevchenka. Serija “Ekonomika”*. Vol. 65, pp. 101–102. [in Ukrainian].
9. *Vse o kachestve. Zarubezhnyj opyt.* (2002). Vol. 33. [in Russian].
10. Dynnik O. D., Ivchenko A. V. (2010). *Procesi mehanichnoyi obrobki v mashinobuduvanni: zb. nauk. prac. Zhitomir, ZhDTU*, Vol. 10, pp. 139–149. [in Russian].
11. Zaloga V. A., Dynnik O. D., Ivchenko A. V. (2011). *Kachestvo, standartizacija, kontrol: teorija i praktika : materia-ly 11-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii*, pp. 51–53. [in Russian].
12. Zaloga V. A., Dynnik O. D., Ivchenko A. V. (2010). *Visnik Sumskogo derzhavnogo universitetu. Serija Tehnichni nauki*, Vol. 4, pp. 61–64. [in Ukrainian].
13. Sokolova L. I., Mishhenko E. S. (2009). *Formirovanie podsistemy izmerenija i analiza udovletvorjonnosti i vovlechnonosti personala v processy sistemy menedzhmenta kachestva obrazovatelnoj organizacii: monografija*. Tambov, Izd-vo Tamb. gos. tehn. un-ta, 124 p. [in Russian].
14. Smirnova M. M. (2006). *Rossijskij zhurnal menedzhmenta*, Vol. 3, pp. 27–54. [in Russian].
15. Shhukin O. S., Cukanova N. V. (2010). *Sovremennaja jekonomika: problemy i reshenija*. Vol. 6, pp. 106–123. [in Russian].
16. Conti Tito. (1998). *EFQM Learning Edge Conference*, pp. 102 – 108.



Оцінка екологічної безпеки систем централізованого питного водопостачання в Україні

І. О. Рой¹⁾, Л. Д. Пляцук²⁾^{1), 2)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна

Article info:

Paper received:

11 May 2014

The final version of the paper received:

30 October 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

Correspondent Author's Address:

^{1), 2)} royigor@gmail.com

Проведені оцінка та аналіз ефективності роботи систем централізованого питного водопостачання в Україні з позицій екологічної безпеки. Виявлено, що зниження вмісту забруднювальних речовин у воді, до норм, встановлених законодавством, не вирішує проблему забезпечення населення питною водою, безпечною для здоров'я людини. На основі отриманих даних для оцінки ефективності роботи станцій водопідготовки запропоновано механізм управління екологічною безпекою систем питного водопостачання. Результати досліджень дозволили встановити величини потенційних ризиків погіршення здоров'я людини від споживання питної води. Кількісна оцінка негативних наслідків, на прикладі питної води м. Києва, що реалізована у вигляді оцінки величини скорочення тривалості життя показала, що вживання такої питної води впродовж тривалого періоду може призвести до скорочення середньої тривалості життя населення на величину до 5 років. Отримані результати вказують на необхідність удосконалення існуючої системи оцінки ефективності роботи систем питного водопостачання та створення нової методичної бази на основі запропонованого підходу.

Ключові слова: джерела водопостачання, органічні речовини, станція водопідготовки, якість питної води, ризик здоров'ю, ефективність очищення.

1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ

Однією зі складових національної безпеки України є екологічна безпека, спрямована насамперед на забезпечення безпечних умов життєдіяльності людини. Це реалізується через управління небезпеками, що виникають унаслідок функціонування антропогенних, природних і техногенних систем. Сучасні проблеми забезпечення населення питною водою мають першочергове значення і є істотним чинником, що визначає безпечні умови життєдіяльності населення [1, 2].

Особливість питного водопостачання України полягає в тому, що воно на 80 % забезпечується з поверхневих джерел і напряму залежить від їх екологічного стану. Численні дані про якість поверхневих вод показують, що, незважаючи на спад промислового виробництва останніми роками та зменшення антропогенного навантаження на природні об'єкти, в нашій країні існує тенденція до погіршення якості природних вод за санітарно-хімічними показниками [3 – 5].

Існуючі в Україні станції очищення та знезараження поверхневих вод здебільшого реалізують реагентну обробку води у відстійниках і швидких фільтрах з первинним і вторинним хлоруванням. Ці станції спроектовані десятки років тому й орієнтовані на іншу якість природної води. Використання таких технологічних схем водопідготовки не дозволяє забезпечити необхідну санітарну і токсичну безпеку питної води. Це завдання значно ускладнюється за рахунок періодичної або постійної наявності органічних речовин у воді з поверхневих джерел.

Поряд із розробленими методиками проведення оцінки ефективності роботи систем питного водопостачання [6] залишається відкритим питання щодо інструменту проведення оцінки й типу оцінюваної величини, яка б мала кількісні та якісні характеристики, що дозволили б приймати необхідні управлінські рішення у сфері водопостачання. Аналіз сучасних тенденцій [7], зважаючи на важливість питання щодо забезпечення населення питною водою, яка б не створювала загрози безпеці життєдіяльності людини, показує, що в основі такої оцінки повинна використовуватися величина скорочення середньої тривалості життя населення споживанні питної води, що містить домішки різного походження.

Метою цієї роботи є аналіз сучасних проблем централізованого питного водопостачання України, визначення та обґрунтування методології оцінки екологічної безпеки та прогнозування впливу якості питної води на людину, а також проведення аналізу напрямків підвищення екологічної безпеки систем питного водопостачання.

2. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Згідно з даними моніторингу Державного агентства водних ресурсів України у 2012 році 92,6 % проб, що відібрані у районах основних поверхневих джерел централізованого водопостачання, не відповідали вимогам санітарних правил і норм для водойм питного призначення [5]. Для порівняння ця цифра

в 2011 році становила 70 %. Упродовж останніх років фіксується постійне перевищення за показниками, що характеризують вміст органічних речовин, а саме ХСК і БСК. Для поверхневих водойм ці показники знаходяться в межах від 1,1 до 3,3 ГДК.

За даними роботи [8] у великих містах України, де використовуються поверхневі джерела питного водопостачання, постійно фіксується перевищення нормованого вмісту органічних речовин у питній воді за показником перманганатної окиснюваності. Наявність такого типу забруднювачів у питній воді насамперед обумовлена якістю природних вод, що забираються на питні потреби, та ефективністю їх видалення на станціях водопідготовки. Природні води містять у собі широкий клас органічних речовин: малорозчинні органічні домішки та біомасу (відмерлу та живу) мікроорганізмів, органічні речовини природного походження, домішки штучного походження і т. д. [9].

На сьогодні проблема підвищеного вмісту органічних речовин у поверхневих водоймах є дуже гострою. Це передусім пов'язано з високими температу-

рами повітря й антропогенним навантаженням, що проявляється у надмірному надходженні до водойм біогенних елементів [3]. При цьому значна увага приділяється процесам евтрофікації [4]. Так, згідно з даними [3, 4] проблема надходження біогенних елементів та органічного забруднення поверхневих вод характерна для всіх гідрографічних мереж України і найбільше проявляється для водосховищ, що обумовлено гідрохімічними процесами [10].

Оцінка рівня екологічної безпеки питного водопостачання в Україні проводилася з використанням даних [5] про екологічний стан поверхневих джерел питного водопостачання та якість питної води, що подається населенню після очищення на централізованих станціях водопідготовки. За основу оцінки взяті показниками середніх даних процентної кількості проб води, що не відповідали санітарним нормам за більш ніж одним показником за період з 2008 до 2012 року, окремо по кожній області України. Результати подані на рис. 1 у вигляді схематичних карт України.

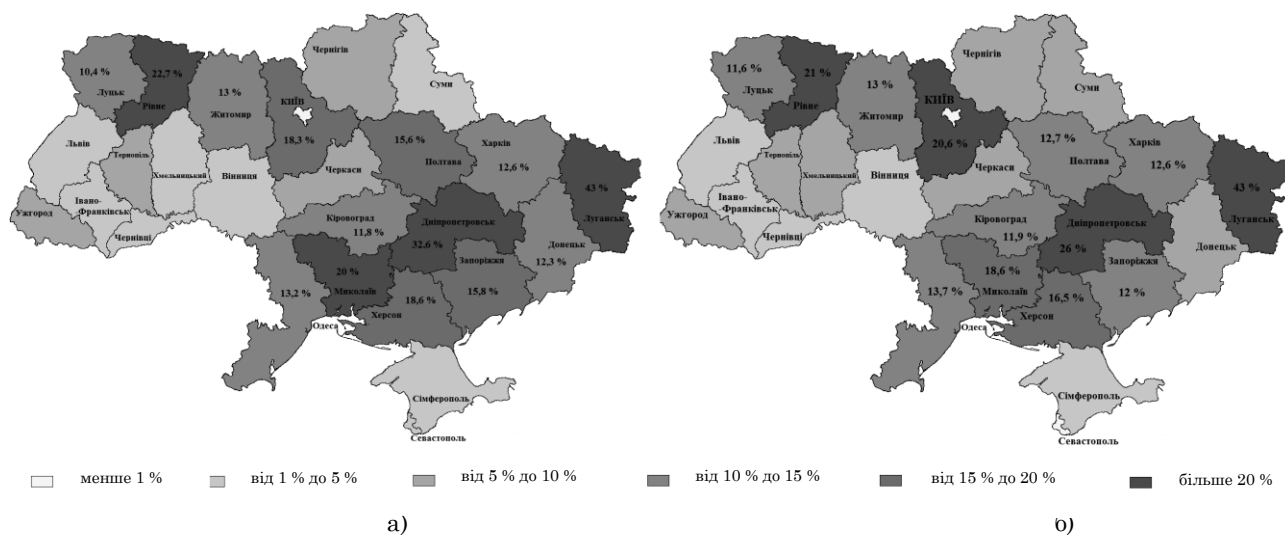


Рис. 1. Питова вага проб води, що не відповідають нормам за санітарно-хімічними показниками: а) із поверхневих джерел централізованого питного водопостачання; б) із систем централізованого водопостачання

Більша частина поверхневих джерел питної води не відповідає санітарним вимогам законодавства на джерела водопостачання за вмістом у них органічних сполук. Найбільший відсоток відхилень проб води (рис. 1 а) фіксується в Луганській (43 %), Дніпропетровській (32,6 %), Рівненській (22,7 %), Миколаївській (20 %), Київській (18,3 %), Херсонській (18,6 %), Запорізькій (15,8), Полтавській (15,6 %), Житомирській (13 %), Одеській (13,2 %), Харківській (12,6 %) областях, що значно перевищує або приблизно дорівнює середньому в країні показнику – 12,4 %. Ураховуючи демографічну ситуацію в Україні, за даними Державної служби статистики України станом на 2014 рік міське населення у зазначених вище областях, що становить близько 47 % від усього міського населення країни, піддається постійній небезпеці погіршення здоров'я, що обумовлено екологічним станом джерел водопостачання і низькою якістю води, яка надходить із водних об'єктів.

Аналіз даних щодо якості питної води в різних областях України (рис. 1 б) показав низьку ефектив-

ність роботи станцій водопідготовки. При цьому якість води, що надходить із централізованих систем водопостачання, за окремими фізико-хімічними показниками, зокрема й вмістом органічних речовин, не відповідає вимогам чинного нормативного законодавства. Так, найбільша кількість нестандартних проб питної води із централізованих систем водопостачання реєструється в Луганській (43 %), Дніпропетровській (26 %), Рівненській (21 %), Київській (20,6 %), Миколаївській (18,6 %), Херсонській (16,5 %), Одеській (13,7 %), Житомирській (13 %), Полтавській (12,7 %), Харківській (12,6 %), Запорізькій (12 %), Кіровоградській (11,9 %), областях, що значно перевищують або приблизно дорівнюють середньому по країні показнику – 11,6 %. Беручи до уваги демографічну ситуацію в Україні, за даними Державної служби статистики України, станом на 2014 рік міське населення у зазначених вище областях, що становить близько 49 % від усього міського населення країни, споживає питну воду, що характеризується низькими показниками безпеки для здоров'я, що викликає за-

грозу національній безпеці населення України. В цілому ситуація щодо забезпеченості населення України екологічно безпечною водою корелює з екологічним станом поверхневих джерел, що добре простежується при порівнянні схематичних карт України на рис. 1.

Наявність такої кореляції між екологічним станом джерел питного водопостачання і якістю питної води, що подається населенню, свідчить у першу чергу про низьку ефективність роботи централізованих станцій водопідготовки. Однак оцінка якості питної води за принципом «відповідає – не відповідає» встановленим законодавством нормативам вмісту забруднювальних речовин, не відображає повної картини. Особливий інтерес становить вирішення цих питань з точки зору екологічної безпеки систем питного водопостачання. У цьому плані істотну роль відіграє оцінка техногенного навантаження факторів діяльності

людини на середовище її існування, з установленням кількісних або якісних характеристик негативного впливу на здоров'я людини.

Така оцінка залежить від показників ступеня зміни здоров'я людини з урахуванням причинно-наслідкових зв'язків у системі «організм людини – середовище існування». Схематично механізм забезпечення екологічної безпеки в питному водопостачанні зображений на рис. 2. В основу цього напрямку покладена оцінка екологічного ризику, який визначається як імовірність настання погіршення здоров'я, що обумовлено дією екологічного фактора протягом певного періоду часу. Екологічний фактор розглядається як «негативний наслідок» змін у навколишньому природному середовищі, що викликані антропогенним впливом.

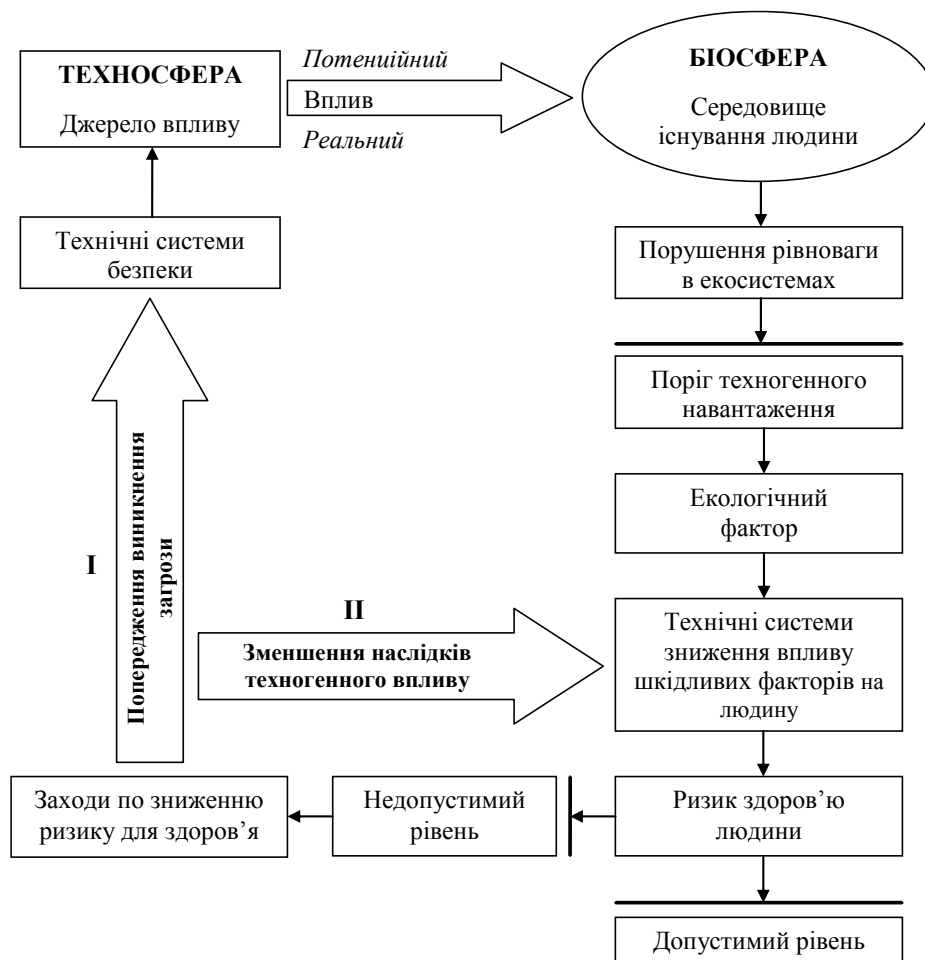


Рис. 2. Механізм управління екологічною безпекою питного водопостачання із встановленням причинно-наслідкових зв'язків

Ураховуючи особливості природних і техногенних процесів надходження забруднювальних речовин до джерел водопостачання [9, 10], можливість їх повного контролю і тим більше їх повне попередження, виключається. Одним із основних шляхів вирішення цієї проблеми є проведення заходів зі зменшення наслідків техногенного впливу (позиція II на рис. 2), що полягають у підвищенні ефективності роботи централізованих станцій водопідготовки. Ухвалення відповідних рішень для створення безпечних умов

життєдіяльності людини потребує використання інструменту оцінки впливу довкілля на людину. Основне завдання зводиться до отримання та узагальнення інформації про можливий вплив на здоров'я людини речовин, що забруднюють питну воду.

Для реалізації такого інструменту може бути використаний підхід, що базується на оцінці потенційного ризику здоров'ю людини з урахуванням несприятливого хронічного (багаторічного) впливу небезпечних речовин на здоров'я людини. При цьому потен-

ційний ризик погіршення здоров'я є функцією дози токсиканта, що потрапив в організм, а оцінка ризику орієнтована на очікуване зростання захворюваності населення патологіями, пов'язаними з характером токсичного впливу пріоритетних речовин.

Для оцінки ризику здоров'ю людини, пов'язаної із забрудненням питної води токсичними речовинами, використовується безпорогова модель оцінки потенційного неканцерогенного ризику здоров'ю людини з урахуванням рівня і тривалості впливу (залежність «доза-час-ефект»), відповідно до виразу (1) [11]:

$$Risk = 1 - \exp\left(-\left(\frac{\ln(0,84)}{ГДК \cdot K_s}\right) \cdot C\right), \quad (1)$$

де $Risk$ – імовірність розвитку неспецифічних токсичних ефектів при хронічній інтоксикації (від 0 до 1); C – концентрація домішки в питній воді. Беруть як середню добову концентрацію речовини, що надходить в організм людини з питною водою за тривалий час. При оцінці ефектів, пов'язаних із тривалим (хронічним) впливом речовин, використовуються дані їх середніх концентрацій (як мінімум за рік); $ГДК$ – норматив, гранично допустима концентрація речовини; K_s – коефіцієнт запасу, зазвичай беруть таким, що дорівнює 10 (для ряду домішок він може бути іншим: свинцю, наприклад, 3; для домішок із канцерогенними властивостями – 100 та ін.).

При аналізі отриманих величин оцінки хронічного неканцерогенного ризику допустимий рівень беруть 0,05 одиниці, тому що за такої ситуації, як правило, відсутні несприятливі медико-екологічні тенденції [11].

Застосування традиційних технологій очищення на централізованих станціях водопідготовки України не дозволяє забезпечити населення питною водою

$$Risk_{сум} = 1 - (1 - Risk_1) \cdot (1 - Risk_2) \cdot \dots \cdot (1 - Risk_n), \quad (2)$$

де $Risk_{сум}$ – ризик від комбінованого впливу домішок; $Risk_1, Risk_2, \dots, Risk_n$ – ризики від впливу кожної окремої домішки.

Для прикладу, була проведена оцінка ефективності роботи Деснянської водопровідної станції в м. Києві (далі ДесВС) станом на 2013 рік [12]. Усі дані необхідні для оцінки потенційних не канцерогенних ризиків здоров'ю людини наведені в табл. 1.

Аналізуючи дані, наведені у табл. 1, бачимо, що вміст кожної забруднювальної речовини у питній воді не перевищує встановлені законодавством гранично допустимі концентрації. Таким чином, згідно з традиційною системою оцінки якості питної води, спрямованою на встановлення відповідності чинним нормативам, питна вода є безпечною для здоров'я населення м. Києва, яке споживає воду з ДесВС. У свою чергу, величини розрахованих неканцерогенних ризиків здоров'ю людини окремо щодо кожної речовини також не перевищують рівня прийнятого ризику (0,05 одиниці). Проте окремої уваги заслуговує оцінка сумарного впливу потенційно небезпечних речовин у питній воді, яка показала, що сумарний ризик здоров'ю від одночасної наявності всіх речовин у воді перевищує рівень допустимого ризику ($0,067 > 0,05$).

високої якості. Особливо актуальна проблема підвищеного вмісту органічних речовин, для видалення яких на більшості діючих станціях не передбачене використання спеціальних методів очищення. Забезпечення відповідності питної води високим вимогам безпеки і відповідно підвищення ступеня її очищення потребує впровадження нових методів, підвищення кількості реагентів, що при цьому використовуються, і т. ін. Це може призвести до економічної недоцільності більш повного видалення забруднень із води. Тому в практиці водопідготовки видалення потенційно небезпечних домішок зазвичай проводять доведенням показників хімічного складу до нормативних величин. У більшості випадків цього достатньо для забезпечення населення нормативно чистою водою, показники якої не перевищують встановлені законодавством норми.

Проте специфіка синергетичного ефекту від впливу всіх забруднювальних речовин у питній воді показує, що доведення їх вмісту до нормативних величин не завжди є достатньою умовою забезпечення стабільної санітарно-екологічної ситуації. Хронічний вплив різних хімічних та органічних речовин загальнотоксичної дії на рівні малих концентрацій характеризується однотипним неспецифічним впливом і призводить до прояву однакових ефектів [11]. У цьому разі оцінку ефективності роботи систем водопідготовки необхідно проводити з урахуванням сумарного неканцерогенного ризику для всіх домішок, які є потенційними токсикантами (вираз 2). У свою чергу, величина сумарного ризику виступає як імовірність прояву захворюваності у населення, що знаходиться між нулем та одиницею ($0 \leq Risk_{сум} \leq 1$), і чим вона ближче до одиниці, тим імовірність настання негативних наслідків вища.

Використання такого підходу дозволило встановити, що питна вода, що подається населенню після очищення на ДесВС, не є безпечною для здоров'я за величиною не канцерогенного ризику. Серед поданих речовин найбільшу ймовірність виникнення захворювань у населення викликає вміст у воді органічних речовин 0,016 од., що насамперед свідчить про низьку ефективність роботи ДесВС по відношенню до органічних сполук. Таким чином, величина розрахованого сумарного ризику вказує на необхідність проведення заходів зі зменшення наслідків техногенного впливу, а саме підвищення ефективності існуючих технологій очищення та впровадження нових методів для видалення органічних речовин.

Оцінку ризику зазвичай проводять з урахуванням імовірності події або процесу і розмірів очікуваних збитків. У концепції екологічної безпеки збиток визначається негативними наслідками небезпечних подій і процесів, що можуть бути викликані станом середовища існування людини. За останніми рекомендаціями Всесвітньої організації охорони здоров'я для оцінки та порівняння очікуваних наслідків від споживання питної води потрібно використовувати величину скорочення тривалості життя, яка була запропонована Бернардом Коеном [13].

Таблиця 1 – Розрахунок потенційних неканцерогенних ризиків здоров'ю людини під час вживання питної води з ДесВС

Показник ¹⁾	Гранично допустима концентрація ²⁾ ГДК, мг/дм ³	Концентрація у питній воді ³⁾ С, мг/дм ³	Коефіцієнт запасу К _з	Неканцрог. ризик Risk _n	Сумарний ризик Risk _{сум}
1	2	3	4	5	6
Алюміній	0,2	0,197	100	0,0017	0,067
Амоній	0,5	0,198	10	0,0069	
Нітрати	50	2,217	10	0,00077	
Перманганатна окиснюваність (ПО)	5	4,77	10	0,016	
Залізо	0,2	0,156	10	0,013	
Марганець	0,05	0,04	10	0,014	
Хлор залишковий	1,2	1,06	10	0,015	

1) Потенційно небезпечні речовини у питній воді.

2) Норматив згідно з ДСанПіН 2.2.4-171-10.

3) Середня концентрація відповідної забруднювальної речовини за 2013 рік.

Ця величина позначається як LLE (Loss of Life Expectancy) та показує, на який термін зменшується в середньому тривалість життя індивідуума, який піддається тому чи іншому ризику. Переваги використання такого підходу полягають у тому, що при розрахунку LLE враховуються дані показників тривалості життя для всіх вікових і статевих груп. У свою чергу, величина LLE залежить від імовірності прояву небезпечної події (або стану чи впливу) Risk і середньої величини залишку життя людини L:

$$LLE = Risk \cdot L. \quad (3)$$

Відповідно подальшу оцінку екологічної безпеки системи водопостачання за показником LLE було

здійснено, виходячи із величини сумарного потенційного ризику хронічного впливу всіх домішок та окремого впливу органічних домішок у питній воді на населення м. Києва, яке споживає воду з Деснянської водопровідної станції (табл. 2).

Розрахунки проведені на основі показників середньої тривалості життя та середнього віку дорослого населення України станом на початок 2014 року [14]. Аналогічна оцінка була виконана і для дитячої частини населення. При цьому було здійснено заміну показника L на дані про кількість років, які в середньому може прожити покоління, народжене в наш час, при збереженні сучасних показників рівня смертності населення, за даними [15] станом на початок 2014 року.

Таблиця 2 – Оцінка скорочення очікуваної тривалості життя від споживання питної води з ДесВС в м. Києві

Показник	Дорослі		Діти		
	Чоловіки	Жінки	Чоловіки	Жінки	
1	2	3	4	5	
Середня тривалість життя T, роки	65	76	-	-	
Середній вік населення W, роки	37,3	43,7	-	-	
Очікуваний залишок життя L, роки	27,7	32,3	63,78	74,86	
Термін, на який зменшується середня тривалість життя індивідуума, який піддається ризику LLE, роки	Risk _{сум}	1,86	2,16	4,27	5,02
	Risk _(ПО) (C = 4,77 мг/дм ³)	0,44	0,52	1,02	1,20
Прогнозний залишок життя з урахуванням ризику L _n , роки (L _n = L - LLE)	Risk _{сум}	25,84	30,14	59,51	69,84
	Risk _(ПО) (C = 4,77 мг/дм ³)	27,26	31,78	62,76	73,66

Оцінка сучасного стану екологічної безпеки систем питного водопостачання в Україні, на прикладі населення, яке вживає питну воду з ДесВС, показала, що, беручи до уваги навіть середні дані про демографічні процеси і якість питної води за показником сумарного хронічного ризику, для населення існує постійна загроза погіршення здоров'я і скорочення середньої тривалості життя. Необхідно відмітити, що особливо сильному негативному впливові піддається дитяче населення.

Окремої уваги заслуговує наявність органічних речовин у питній воді за показником перманганатної окиснюваності (табл. 1, 2), вміст яких не перевищує встановлених норм, однак оцінка потенційного ризику

здоров'ю людини та оцінка на її основі скорочення очікуваної тривалості життя показали, що навіть за такого вмісту органічних сполук у питній воді вони становлять загрозу для всіх статевих і вікових груп населення.

Оцінка якості води за показниками відповідності нормам ГДК, без урахування характеру синергетичного ефекту від впливу всіх токсичних речовин на здоров'я людини, не відображає повної ситуації. Проведені розрахунки показали обов'язковість урахування комбінованої дії всіх речовин, які містяться у питній воді. Так, при вмісті в питній воді шкідливих речовин токсичної дії з потенційними ризиками, що не перевищують допустимого рівня, сумарний ризик

може досягати значних величин, а зниження вмісту шкідливих речовин лише до нормативних величин (ГДК) не забезпечує зниження сумарного ризику до допустимого рівня.

3. ВИСНОВКИ

Таким чином, серед сучасних проблем централізованого питного водопостачання в Україні необхідно виділити незадовільний екологічний стан поверхневих джерел водопостачання та низьку ефективність роботи централізованих станцій водопідготовки, що не забезпечують населення питною водою, безпечною для здоров'я людини. Використаний у роботі підхід до оцінки екологічної безпеки систем централізованого питного водопостачання, дозволив виявити нові проблеми, що раніше не обговорювалися. За основу такої оцінки використано величину сумарного неканцерогенного ризику погіршення здоров'я люди-

ни під час вживання питної води, що містить потенційно небезпечні речовини загальної токсичної дії. Проведені розрахунки показали, що зниження вмісту шкідливих речовин лише до нормативних величин ГДК не забезпечує зниження сумарного ризику до допустимого рівня.

Згідно з розробленим у роботі механізмом управління екологічною безпекою для вирішення подібних проблем єдиним шляхом залишається проведення заходів щодо зниження наслідків техногенного впливу на поверхневі джерела водопостачання. Такі заходи насамперед полягають у підвищенні вимог до якості питної води шляхом доведення вмісту забруднювальних речовин до величин значно нижчих за встановлені норми ГДК, здійсненні організаційно-технічних заходів щодо інтенсифікації існуючих методів очищення та впровадженні нових високоєфективних технологій.

Ecological safety assessment of centralized water supplies in Ukraine

I. O. Roy¹⁾, L. D. Plyatsuk²⁾,

^{1, 2)} *Sumy State University, 2, Rimsky-Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

The article deals with research of the effectiveness of existing centralized water supply systems in Ukraine in order to establish new problems, which were not discussed and develop the mechanism of their solution. Assessment and analysis of the efficiency of centralized drinking water supply systems in Ukraine from the standpoint of environmental safety was conducted. During the statistical analysis, it was found that decrease of polluting substances in the drinking water according to the norms, established by the current legislation, does not solve the problem of providing the population by drinking water with safe parameters for human health. Most Ukraine settlements use surface water as a source of drinking water. The ecological status of surface waters in accordance with the analyzed data has deteriorated at present. Most of centralized drinking water supply and water treatment plants were designed decades ago and focused on another quality of water sources. At pre-sent they are unable to provide the necessary sanitary and toxic safety of drinking water supplied to the public. This problem is greatly complicated by periodic or constant presence in sources of water intake of organic substances of natural and anthropogenic origin.

Features of natural and anthropogenic processes of formation organic substances in water sources exclude the possibility of complete control and especially their full stop. One of the main ways of solving this problem is the realization of measures to mitigate the effects of human impacts on water sources. These measures are aimed at improving the efficiency of centralized water treatment plants. Appropriate decisions for ensuring safe conditions for human life, makes it necessary to use the tool for assessing the impact of the environment on people. The main objective is to obtain and compile information on the possible impact on human health of substances that contaminate drinking water. Since these effects depend on the ecological condition of drinking water sources and the efficiency of water treatment plants, the solution of this task is carried out by assessing the environmental risk. It is defined as probability of occurrence of ill health.

The authors propose the mechanism for managing the environmental safety of drinking water for the evaluation of the efficiency of water treatment plants. It uses an approach that depends on an assessment of potential risks to human health, considering the adverse constant (multiyear) influence of dangerous substances on human health. In this case, the potential risk of damage to health is a function of the dose of toxicant ingested. Risk assessment focuses on the expected growth of morbidity associated with the character of the toxic effects of priority substances. The authors propose estimation of the reduction in life expectancy as the quantitative aspect of potential risk.

Results of research conducted by the example of the existing water treatment plant in Ukraine indicate the need to improve the current mechanism for evaluating the effectiveness of the systems of water supply and create a new methodical base, using the proposed approach.

Key words: water sources, organic substances, water treatment plants, drinking water quality, health risk, efficiency of treatment.

Оценка экологической безопасности систем централизованного питьевого водоснабжения в Украине

И. А. Рой¹⁾, Л. Д. Пляцук²⁾,

^{1), 2)} Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

Проведены оценка и анализ эффективности работы систем централизованного питьевого водоснабжения в Украине с позиций экологической безопасности. Выявлено, что снижение содержания загрязняющих веществ в воде, до норм, установленных законодательством, не решает проблему обеспечения населения питьевой водой безопасной для здоровья человека. На основе полученных данных для оценки эффективности работы станций водоподготовки предложен механизм управления экологической безопасностью систем питьевого водоснабжения. Результаты исследований позволили установить величины потенциальных рисков ухудшения здоровья человека от потребления питьевой воды. Количественная оценка негативных последствий на примере питьевой воды г. Киева, реализованная в виде оценки величины сокращения продолжительности жизни, показала, что употребление такой питьевой воды в течение длительного периода может привести к сокращению средней продолжительности жизни населения на величину до 5 лет. Полученные результаты указывают на необходимость совершенствования существующей системы оценки эффективности работы систем водоснабжения и создания новой методической базы на основе предложенного подхода.

Ключевые слова: источники водоснабжения, органические вещества, станция водоподготовки, качество питьевой воды, риск здоровью, эффективность очистки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон України від 19 червня 2003 р. № 964-IV «Про основи національної безпеки України» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/964-15>
2. Закон України від 10 січня 2002 р. № 2918-III «Про питну воду та питне водопостачання» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/2918-14>
3. Стан довкілля в Україні: за даними інформаційно-аналітичного огляду за 2009 – 2013 роки [Електронний ресурс] / матеріали із сайту Міністерства екології та природних ресурсів України. – Режим доступу: <http://www.menr.gov.ua/index.php/dopovidi/infooglyad>
4. Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні за 2008 – 2011 роки [Електронний ресурс] / матеріали із сайту Міністерства екології та природних ресурсів України. – Режим доступу: <http://www.menr.gov.ua/index.php/dopovidi>
5. Національна доповідь «Про якість питної води та стан питного водопостачання в Україні за 2009 – 2012 роки [Електронний ресурс] / матеріали із сайту Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – Режим доступу: <http://minregion.gov.ua/zhkh/vodopostachannya-ta-vodovidvedennya/>
6. Василенко С. Л. Екологічна безпека систем водопостачання міст: методологія вивчення та управління: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 21.06.01 / С. Л. Василенко. – Харків, 2007. – 36 с.
7. World Health Organization (WHO) Guidelines for drinking-water quality – 4th ed. / WHO. – Geneva, 2011. – 564 p.
8. Задорський В. Вода питтєвая «Українська» / В. Задорський // Всеукраїнська інформаційна газета «Екобезпе́ка». – 2011. – № 1-2 (7-8). – С. 11 – 13.
9. Crompton T. R. Organic compounds in natural water: analysis and determination / N. R. Crompton. – London, UK: Taylor & Francis Group, 2014. – 295 p.
10. Тімченко В. М. Екологічна гідрологія: Екологічна енциклопедія / В. М. Тімченко. – Київ, 2007. Т. 1 – 314 с.
11. Методические рекомендации от 30 июля 1997 г. РФ № 2510/5716-97-32 «2.1. Комплексная гигиеническая оценка степени напряженности медико-экологической ситуации различных территорий, обусловленной загрязнением токсикантами среды обитания населения» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.lawrussia.ru/texts/legal_744/doc744a498x422.htm
12. Офіційний сайт ПАТ «АК «Київводоканал» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://vodokanal.kiev.ua/index.php?option=com_content&view=category&id=32&Itemid=63
13. Bernard L. C. Risks in Perspective / L. C. Bernard // Journal of American Physicians and Surgeons. – Summer 2003. – Vol. 8, № 2. – P. 50 – 53.
14. Демографічна ситуація [Електронний ресурс] / статистичні матеріали Державної служби статистики України. – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/>
15. The World Factbook. Europe: Ukraine [Електронний ресурс] / the materials of Central intelligence agency. – Режим доступу: <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/geos/up.html>

REFERENCES

1. Zakon Ukrainy vid 19 chervnia 2003 r. № 964-IV «Pro osnovy natsionalnoi bezpeky Ukrainy» [in Ukrainian].
2. Zakon Ukrainy vid 10 sichnia 2002 r. № 2918-III «Pro pitnu vodu ta pitne vodopostachannia» [in Ukrainian].
3. Stan dovkillia v Ukraini: za danymy informatsiino-analitychnoho ohliadu za 2009-2013 roky [materialy z сайту Ministerstva ekolohii ta pryrodnykh resursiv Ukrainy]. [in Ukrainian].
4. Natsionalna dopovid pro stan navkolyshnoho pryrodnoho seredovyscha v Ukraini za 2009-2011 roky [materialy z сайту Ministerstva ekolohii ta pryrodnykh resursiv Ukrainy]. [in Ukrainian].
5. Natsionalna dopovid «Pro yakist pitnoi vody ta stan pitnoho vodopostachannia v Ukraini za 2008-2012 roky [materialy z сайту Ministerstva rehionalnoho rozvytku, budivnytstva ta zhytlovo-komunalnoho hospodarstva Ukrainy]. [in Ukrainian].
6. Vasilenko S.L. (2007). Ekolohichna bezpeka system

vodopostachannia mist: metodolohiya Vychennia ta upravlinnia: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia d-ra tekhn. nauk: spets. 21.06.01 «Ekolohichna bezpeka». Kharkiv. [in Ukrainian].

7. World Health Organization (WHO). Guidelines for drinking-water quality - 4th ed. Geneva, 2011.

8. Zadorskii V. (2011). Vseukrainskaia informatsyonnaia hazeta ekobezopasnost, Vol. 1-2 (7-8), pp. 11-13 [in Russian].

9. Crompton T. R. (2014). Organic compounds in natural water: analysis and determination. London, UK: Taylor & Francis Group, 295 p. [in English].

10. Timchenko V. M. (2007). Ekolohichna hidrolohiia: Ekolohichna entsyklopediia. Kyiv, Vol. 1, 314 p. [in Russian].

11. Metodicheskie rekomendatsii ot 30 iulia 1997 h. RF №2510/5716-97-32 «2.1. Kompleksnaia hiiienicheskaia otsenka stepeni napriazhennosti mediko-ekolohicheskoi situatsii razlichnykh territorii, obuslovennoi zahriaznieniem toksikantami sredey obitaniia naseleniia» [in Russian].

12. Ofitsiinyi sait PAT «AK «Kyivvodokanal». [in Ukrainian].

13. Bernard L. C. (2003). Journal of American Physicians and Surgeons, Vol. 8, Issue 2, pp. 50–53.

14. Demohrafichna sytuatsiia v Ukrayini. Statystychni materialy Derzhavnoi sluzhby statystyky, Ukrainy. <http://www.ukrstat.gov.ua/> [in Ukrainian].

15. The World Factbook. Europe: Ukraine. The materials of Central intelligence agency. <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/geos/up.html>

УГОДА ПРО ПЕРЕДАЧУ АВТОРСЬКИХ ПРАВ

Ми, автор (автори) рукопису статті, що публікується в «Журналі інженерних наук», у разі її прийняття до опублікування передаємо засновникам та редколегії «Журналу інженерних наук» права на:

- публікацію цієї статті українською (російською, англійською) мовою та розповсюдження її друкованої версії;
- переклад статті англійською мовою (для статей українською або російською мовою) та розповсюдження друкованої версії перекладу;
- розповсюдження електронної версії статті, а також електронної версії англійського перекладу статті (для статей українською або російською мовою), через **будь-які** електронні засоби (розміщення на офіційному web-сайті журналу, в електронних базах даних, репозитаріях тощо).

При цьому зберігаємо за собою право **без узгодження** з редколегією та засновниками:

- використовувати матеріали статті повністю або частково з освітньою метою;
- використовувати матеріали статті повністю або частково для написання власних дисертацій;
- використовувати матеріали статті для підготовки тез, доповідей конференцій, а також усних презентацій;
- розміщати електронні копії статті (у тому числі кінцеву електронну версію, завантажену з офіційного web-сайту журналу) на:
 - а) **персональних** web-ресурсах усіх авторів (web-сайти, web-сторінки, блоги тощо);
 - б) web-ресурсах установ, де працюють автори (включно з електронними інституційними репозитаріями);
 - в) **некомерційних** web-ресурсах відкритого доступу (наприклад, arXiv.org).

В усіх випадках наявність бібліографічного посилання на статтю або гіперпосилання на її електронну копію на офіційному web-сайті журналу є **обов'язковою**.

Цією угодою ми також засвідчуємо, що поданий рукопис:

- не порушує авторських прав інших осіб або організацій;
- не був опублікований раніше в інших видавництвах і не був поданий до публікації в інші видання.

Адреса редакційної колегії: вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Телефони: (+38 0542) 68-78-52, (+38 0542) 33-41-09

Електронна адреса: jes.sumdu@gmail.com

Web-site: <http://jes.sumdu.edu.ua/>

Свідоцтво про Державну
реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 20499-10299 ПР від 11.12.2013

Міністерство освіти і науки України

The Ministry of Education and Science of Ukraine

Министерство образования и науки Украины

ЖУРНАЛ ІНЖЕНЕРНИХ НАУК

JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES

ЖУРНАЛ ИНЖЕНЕРНЫХ НАУК

Науковий журнал

Scientific Journal

Научный журнал

Відповідальний за випуск:

Д. В. Криворучко

Комп'ютерне складання та верстання:

О. В. Івченко, А. С. Юнак

Коректори:

Н. А. Гавриленко; Н. З. Ключко; Н. В. Лисогуб; С. М. Симоненко

Підписано до друку 13.11.2014 Формат 60 x 84 / 8.

Папір офс. Друк офс.

Ум. друк. арк. 6,66. Обл.-вид. арк. 6,05.

Наклад 100 пр. Замовлення № 693

Сумський державний університет. 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру

ДК № 3062 від 17.12.2007.

Надруковано у друкарні СумДУ

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007