

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

МАТВИЄНКО ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК 621.664

**УДОСКОНАЛЕННЯ ФІЗИЧНИХ І МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ  
РЕАЛЬНИХ ПРОЦЕСІВ ОБ'ЄМНИХ ВИТОКІВ В ШЕСТЕРЕННИХ НА-  
СОСАХ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2012

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі експлуатації та ремонту машин Кіровоградського національного технічного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Кіровоград.

**Науковий керівник:** кандидат технічних наук, професор  
**Кулешков Юрій Володимирович,**  
Кіровоградський національний технічний  
університет, м. Кіровоград,  
професор кафедри експлуатації та ремонту машин

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Лур'є Зіновій Якович,**  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут», м. Харків,  
професор кафедри гідравлічних машин

кандидат технічних наук, доцент  
**Волошина Анжела Анатоліївна,**  
Таврійський державний агротехнологічний універси-  
тет, м. Мелітополь, доцент кафедри мобільних енер-  
гетичних засобів

Захист відбудеться "25" жовтня 2012 р., о 14<sup>30</sup> годині, на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21.

**Автореферат розісланий " 22 " вересня 2012 р.**

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Юдін Ю.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Одним з основних технічних параметрів, що характеризують досконалість будь-якого насоса як гідромашини, є об'єм внутрішніх витоків робочої рідини (ВВРР). Сучасний рівень інформаційних технологій дозволяє розширити можливості дослідження процесів ВВРР і розробити методику розрахунку об'єму ВВРР на стадії проектування НШ. Тому вибір теми, присвяченої подальшій розробці фізичних (ФМ) і математичних моделей (ММ), що відповідають реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини і розробці на їх основі дієвої методики розрахунку ВВРР НШ, є завданням, що має незаперечну значущість.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Представлені в дисертаційній роботі дослідження були виконані відповідно до наукового напряму дослідницьких робіт Кіровоградського національного технічного університету в проблемній лабораторії «Розробка, проектування і вдосконалення конструкцій, технології виробництва і ремонту шестеренних гідромашин» на кафедрі «Експлуатація та ремонт машин» і відповідно до держбюджетних тем: «Підвищення технічного рівня шестеренних гідромашин шляхом розробки математичної моделі і методики розрахунку внутрішніх втрат робочої рідини на стадії їх проектування» (ДР № 0111U000303) і «Розробка та дослідження конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею» (ДР № 0105U00892), профінансованих Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України, а також госпдоговірних тем: «Дослідження конструкцій шестеренних насосів з метою створення шестеренного насоса з регульованою подачею» (ДР № 0105U005354) і «Підвищення питомих показників шестеренного насоса шляхом оптимізації параметрів його зубчастого зачеплення» (ДР № 0107U002268), профінансованих ПАТ «Гідросила» (м. Кіровоград), в яких здобувач брав участь як виконавець.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дослідження є підвищення точності розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини на основі розробки фізичних і математичних моделей процесів руху робочої рідини через зазори шестеренного насоса.

Науково-практичною задачею, що вирішується в даній роботі, є розробка й дослідження фізичних і математичних моделей руху робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі дослідження:

1. Визначити сучасний рівень теоретичних і експериментальних досліджень процесів внутрішніх витоків робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ. Визначити частку витоків робочої рідини через різні спряження в загальному об'ємі витоків робочої рідини в НШ. Проаналізувати ефективність існуючих теорій і методів розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини.

2. Розробити і дослідити фізичні та відповідні їм математичні моделі процесів внутрішніх витоків робочої рідини в НШ в залежності від параметрів і

режимів роботи НШ, адаптовані до умов і особливостей руху робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ.

3. Розробити методику розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ для заданих умов проектування і режимів роботи НШ, що дозволить наблизити точність розрахунку до реальних процесів об'ємних витоків робочої рідини в НШ на стадії його проектування.

4. Експериментально перевірити адекватність запропонованої методики розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини в НШ на стадії проектування реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ шляхом моделювання зазорів в спряженнях НШ.

5. Апробувати результати досліджень у виробничих умовах, дати техніко-економічну оцінку застосування розробленої методики розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ.

*Об'єкт дослідження* – процеси руху робочої рідини через зазори в спряженнях деталей шестеренного насоса.

*Предмет дослідження* – фізичні та математичні моделі руху робочої рідини через радіальний і складові торцевого зазори.

*Методи досліджень.* В процесі розробки фізичних моделей процесів ВВРР були використані теорія шестеренного насоса і теорія евольвентного зубчатого зачеплення. Розробка відповідних їм математичних моделей процесів ВВРР в НШ ґрунтувалася на використанні методів механіки рідини та газу, загальної й машинобудівної гідравліки, диференціального та інтегрального числення. При розробці методик розрахунку об'єму ВВРР через зазори в спряженнях НШ використовували теорію шестеренного насоса і теорію евольвентного зубчатого зачеплення. При обробці результатів експериментальних досліджень використовували положення теорії експериментів і обробки експериментальних даних методами математичної статистики, що дозволило забезпечити достовірність результатів експериментальних досліджень і встановити адекватність отриманих теоретичних результатів реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в наступному:

1. Вперше запропоновано розділити внутрішні витoki робочої рідини через торцевий зазор на окремі складові, що дало можливість розробити математичні моделі, які враховують геометричні та силові особливості руху робочої рідини через елементи торцевого зазору НШ.

2. Вперше розроблені фізичні та математичні моделі руху робочої рідини через радіальний зазор, торцевий міжцентровий і торцевий зазор в перехідній зоні, що враховують змінний характер кутової протяжності зони високого тиску й довжини зазорів, які визначаються евольвентним профілем і кутом повороту зубців шестерень.

3. Вдосконалено фізичну та математичну модель процесу торцевих радіально направлених витоків робочої рідини, що відображають змінний характер кутової протяжності зони високого тиску й змінну довжину зазору, який визначається евольвентним профілем зубців шестерень.

4. Розроблена на основі отриманих математичних моделей методика розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини в НШ дозволила підвищити ступінь їх відповідності реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ.

**Практичне значення одержаних результатів** для машинобудування і, зокрема, для галузі виробництва шестеренних насосів полягає в наступному:

1. Для ефективною реалізації методики розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини в НШ запропонована схема розподілу внутрішніх витоків робочої рідини через зазори в спряженнях НШ.

2. Розроблена методика розрахунку сумарного об'єму внутрішніх витоків робочої рідини, що дає можливість істотно підвищити відповідність результатів розрахунку реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ і скоротити час проектування нових та модернізації існуючих моделей НШ.

3. Результати роботи, викладені у вигляді методики розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини та рекомендацій при проектуванні, передані на ПАТ «Гідросила» (м. Кіровоград) для використання при модернізації існуючих і розробці нових моделей НШ. Розрахунковий економічний ефект від впровадження запропонованої методики розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини на стадії проектування НШ становить 66700 грн.

4. Результати досліджень впроваджені в навчальний процес, а саме розроблені методичні рекомендації щодо розрахунку об'єму внутрішніх витоків робочої рідини на стадії проектування НШ з дисципліни «Математичне моделювання при проектуванні гідромашин» в Кіровоградському національному технічному університеті.

**Особистий внесок здобувача.** Всі основні положення дисертації, які виносяться на захист, розроблені здобувачем особисто. Серед них:

– аналіз науково-технічних джерел, теоретичні та експериментальні дослідження;

– розроблені фізичні й математичні моделі процесів внутрішніх витоків робочої рідини через торцевий і радіальний зазори в спряженнях деталей НШ;

– запропонована методика розрахунку внутрішніх витоків робочої рідини на стадії проектування НШ, що дозволяє істотно підвищити точність розрахунків і скоротити час розробки нових і модернізації існуючих моделей НШ;

– здійснена експериментальна перевірка адекватності розроблених фізичних і математичних моделей процесів внутрішніх витоків робочої рідини і запропонованої методики їх розрахунку шляхом порівняння об'єму внутрішніх витоків робочої рідини, визначених розрахунковим і експериментальним шляхами;

– здійснена практична перевірка адекватності розробленої методики розрахунку внутрішніх витоків робочої рідини НШ шляхом розрахунку внутрішніх витоків робочої рідини при проектуванні НШ з новими параметрами та експериментального визначення їх об'єму на експериментальному зразку НШ на стенді, яка підтвердила результати теоретичних досліджень.

Постановка мети, науково-практичної задачі та задач дослідження виконані спільно з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Результати роботи доповідалися на: щорічних науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Кіровоградського національного технічного університету (КНТУ) (2000–2012 рр.), IV, V, VIII, IX та XI Міжнародних науково-технічних конференціях «Асоціація спеціалістів промислової гідравліки та пневматики» (2000 р., 2002 р., 2007 р., 2008 р., 2010 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки» (2001 р., м. Харків), I Українсько-китайському форумі «Наука-виробництво» (2007 р., м. Харків), III Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів і аспірантів «Підвищення надійності машин і устаткування» (2009 р., м. Кіровоград), XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (2012 р., м. Черкаси).

**Публікації.** Основні результати дисертації опубліковані в 13 працях, серед них 7 статей у фахових наукових виданнях України, 3 патенти України.

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, 6-ти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і 8 додатків. Повний обсяг дисертації складає 180 сторінок, з них – 58 рисунків по тексту, 11 рисунків на окремих сторінках, 3 таблиці по тексту, 4 таблиці на окремих сторінках, 8 додатків на 15 сторінках, 98 найменувань використаних джерел на 9 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовані мета й задачі дослідження, визначені об'єкт та предмет дослідження, наведені наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, подані відомості про апробацію, публікації та структуру дисертації.

В **першому розділі** наведено аналіз відомих наукових праць, в яких висвітлені питання побудови фізичних і математичних моделей витоків робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ. Систематизовані дослідження вітчизняних Т.М. Башти, А.Ф. Осіпова, Е.М. Юдіна, Е.А. Рибкіна, А.А. Усова, А.Е. Леонова, П.Р. Кудрявцева, М.П. Савунова, Р.А. Ібрагімова, Л.В. Васил'єва, А.М. Харазова, В.И. Калашнікова, В.П. Саєнка, Е.М. Хаймовича, В.М. Янсона, В.Н. Прокоф'єва, та зарубіжних авторів W.E. Wilson, M.L. Unna, R.W. Henke, T.E. Fitzgibbon, E. Hlawitschka, Oprean, W.M. Schlosser, M. Popov, Zalud F., Pohlenz W та інших.

На основі результатів теоретичних досліджень щодо розробки ФМ і ММ руху РР через зазори в спряженнях деталей НШ встановлено, що відомі ММ ВВРР в більшості досліджень ґрунтуються на частинних рішеннях рівняння Нав'є – Стокса. Але відомі рішення були отримані для абстрактних щілин, що мають лише віддалену схожість з реальними зазорами в спряженнях деталей НШ. Подальші спроби їх удосконалення і адаптації до умов роботи НШ не знайшли реального втілення в ММ, які б стали основою для розробки методик розрахунку об'єму ВВРР НШ.

Отже, рівень існуючих теоретичних розробок ФМ і ММ ВВРР через зазори в спряженнях деталей НШ потребує подальшого вдосконалення для розширення можливостей розвитку конструкційних і технологічних рішень по вдосконаленню НШ. З цього витікає висновок про необхідність теоретичних і експериментальних досліджень по вдосконаленню и розробці ФМ і ММ ВВРР, які стануть основою для створення методики розрахунку об'єму ВВРР через зазори в спряженнях деталей НШ.

Системний підхід до вирішення поставленої науково-практичної задачі (рис. 1) дозволив досягти мету дослідження і полягає в реалізації комплексу теоретичних та експериментальних досліджень об'єкту та предмету дослідження.

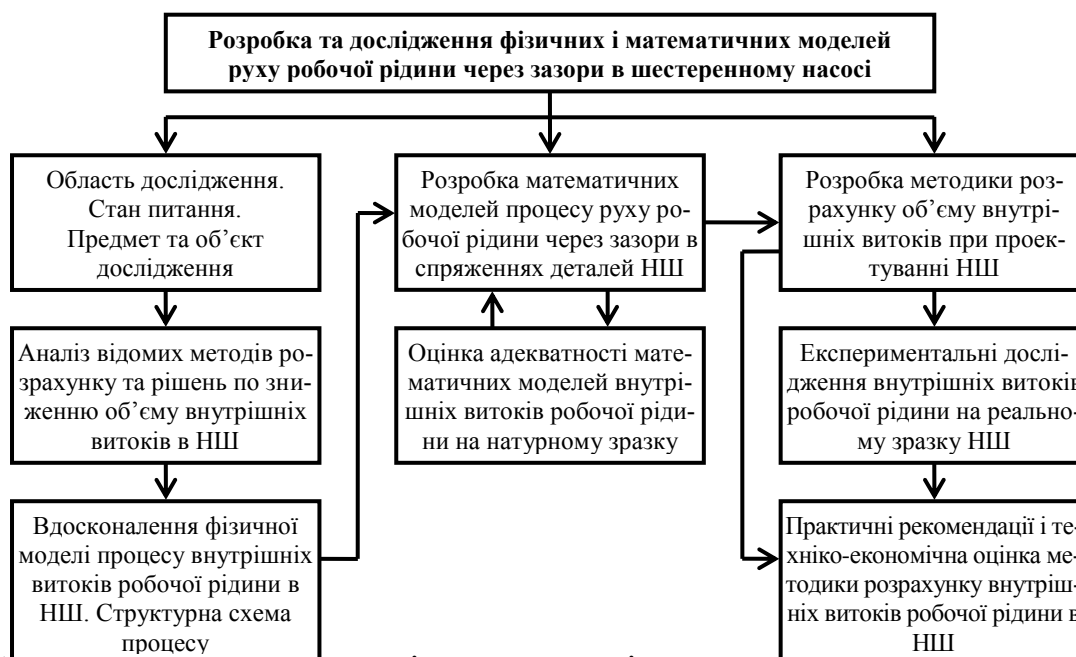


Рис. 1 Структура системного підходу до вирішення запропонованої науково-практичної задачі розробки ФМ і ММ і методики розрахунку ВВРР

У **другому розділі** результатом виконання етапу комплексу системного підходу до вирішення поставленої науково-практичної задачі та задач дослідження стала розробка фізичних моделей процесу ВВРР, формулювання положень яких дозволили викласти основні напрями, покладені в основу цієї роботи. В процесі ВВРР рух в'язкої (ньютонівської) нестисливої робочої рідини вважається усталеним, ламінарним, ізотермічним, а її фізичні властивості – густина, в'язкість, температура – незмінними. Масовими силами нехтуємо.

Основною причиною, що викликає процес ВВРР, є наявність зазорів в рухомих спряженнях деталей НШ і наявність силових чинників, що впливають на рух РР. Особливістю зазорів в спряженнях деталей НШ є постійна зміна їх параметрів, зокрема довжини та ширини залежно від кута повороту шестерень НШ, що повинно бути враховано при розробці ММ процесу ВВРР в НШ.

До силових чинників дії на робочу рідину слід віднести сили тиску й силу в'язкого тертя, обумовленого рухом шестерень у в'язкому середовищі.

В'язка складова ВВРР може бути як з додатнім знаком у випадку, якщо

обертання шестерень співпадає з градієнтом тиску: в цьому випадку в'язка складова сприяє процесу витоків в НШ, або з від'ємним знаком у разі, коли обертання шестерень направлене проти градієнта тиску: в цьому випадку в'язка складова протидіє процесу витоків в НШ.

Процес торцевих ВВРР, відповідно до пропонованих ФМ, розпадається на три складові частини в залежності від геометричних і силових умов, обумовлених закономірностями зміни параметрів зазорів в процесі обертання шестерень в різних секторах торцевого зазору, закономірностями зміни тиску у відповідних зазорах НШ, а також особливостями силової дії в'язкого тертя на РР, обумовленого обертанням шестерень.

Запропоновано розрізняти торцеві радіально направлені витoki робочої рідини (ТРВ), торцеві витoki через міжцентровий зазор (ТВМЦЗ) і торцеві витoki в перехідній зоні (ТВПЗ), які відрізняються одне від одного напрямком руху, геометричними параметрами зазорів і силовими факторами. Структурна схема процесу ВВРР через зазори в спряженнях представлена на рис. 2.

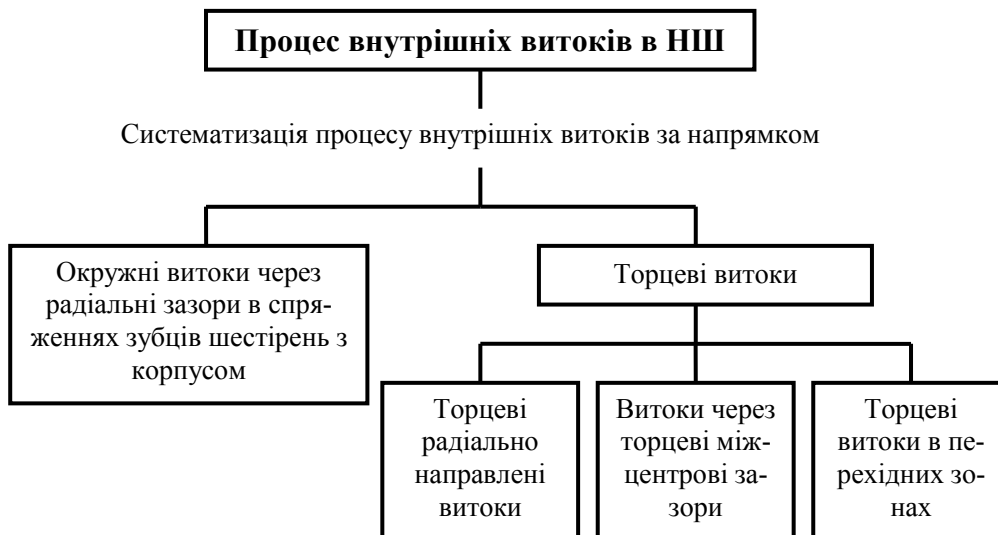


Рис. 2 Структурна схема процесу ВВРР через зазори в спряженнях деталей НШ

**Третій розділ** присвячений розробці математичних моделей руху робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ.

Відзначимо, що особливістю руху РР через РЗ (рис. 3) є те, що умови процесу ВВРР через РЗ постійно змінюються, і це визначається кількістю зубців, що знаходяться в перехідній зоні РЗ (кути  $\chi_1$  і  $\chi_2$ ), а також тиском РР, який змінюється в перехідній зоні НШ, що визначається кутом повороту зубця шестерень в цій зоні.

На рис. 3 представлена схема забезпечення гідравлічного опору руху РР через РЗ в перехідній зоні НШ. Рисунок ілюструє момент роботи НШ, при якому в перехідній зоні ведучої шестерні (кут  $\chi_1$ ) знаходиться один зубець  $Z_1$ , а в перехідній зоні веденої шестерні (кут  $\chi_2$ ) – два зубці  $Z_1$  і  $Z_2$ . Математична модель окружних витоків через радіальний зазор в НШ розроблена на основі розв'язання частинних випадків рівнянь Нав'є – Стокса та нерозривності в циліндричних координатах з урахуванням трьохфазної зміни гідравлічного опору



при формуванні радіального зазору.

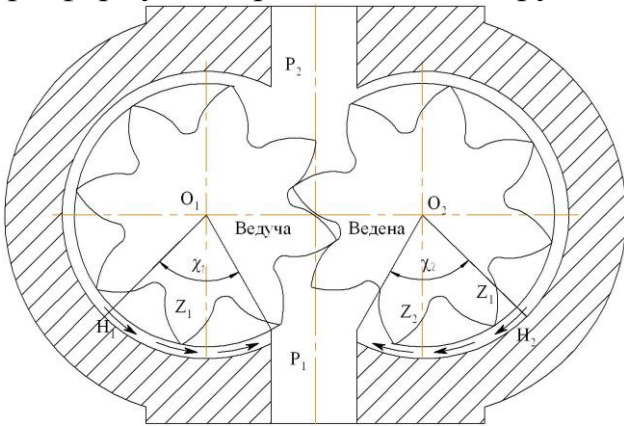


Рис. 3 Схема витоків через радіальний зазор. Момент роботи НШ, при якому радіальний зазор ведучої шестерні формується одним зубцем, а веденої – двома зубцями

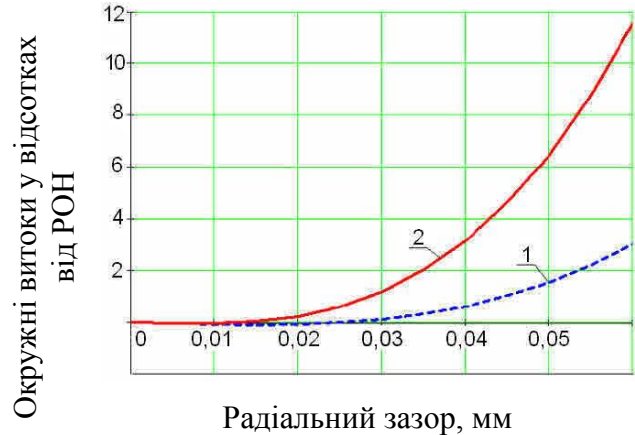


Рис. 4 Залежності ОВРЗ від РЗ, побудовані відповідно по базовій і запропонованій ММ на прикладі НШ-32УКФ-3 у відсотках від РОН: 1 – за базовою моделлю ОВРЗ; 2 – за запропонованою моделлю ОВРЗ

ММ ОВРЗ описується двома виразами:

$$q_{\text{оурз}} = b \cdot \left[ \frac{\Delta p}{8\mu \cdot k_{zo} \cdot \varphi_e} \left( R_k^2 - R_{ш}^2 - \frac{4R_k^2 \cdot R_{ш}^2}{R_k^2 - R_{ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_k}{R_{ш}} \right) - \omega R_{ш}^2 \left( \frac{R_k^2}{R_k^2 - R_{ш}^2} \cdot \ln \frac{R_k}{R_{ш}} - \frac{1}{2} \right) \right], \quad (1)$$

$$k_{zo} = \frac{2\pi \cdot k_{\text{max}} \cdot (2k_{\text{max}}^2 - 3k_{\text{max}} + 1)}{8\pi \cdot k_{\text{max}} \cdot (k_{\text{max}} - 1) - \chi \cdot z \cdot (2k_{\text{max}} - 1) - z \cdot \varphi_e \cdot k_{\text{max}} + 2\pi}, \quad (2)$$

де  $k_{zo}$  – коефіцієнт гідравлічного опору, фізична сутність якого показує дійсну нецілу еквівалентну кількість зубців, що знаходяться в перехідній зоні НШ.

Для оцінки співвідношення результатів розрахунку ОВРЗ по розробленій ММ (1) - (2) і по відомому рівнянню побудовано графіки ОВРЗ (рис. 4). Порівняльний аналіз показує, що результати розрахунку ОВРЗ по запропонованій ММ істотно вище, ніж по відомому рівнянню. Так, для радіального зазору  $\delta_1=0,040$  мм вказані ОВРЗ різняться не менше ніж вдвічі. Таким чином, запропонована ФМ ОВРЗ і розроблена на її основі ММ ОВРЗ дозволяють точніше визначити механізм гідравлічного опору ВВРР через РЗ.

Торцеві радіально направлені витки робочої рідини (ТРВ) протікають в радіальному напрямку між торцевими поверхнями втулки та шестерні в канавку КК (рис. 5) і далі через канавку КО в камеру всмоктування.

Силову особливість ТРВ полягає у тому, що кутова протяжність зони високого тиску має змінний характер як в зоні зачеплення зубців шестерень, так і в перехідних зонах. Отже, першою задачею є визначення еквівалентних кутів зони високого тиску ведучої і веденої шестерень.

Геометрична особливість ТРВ полягає в тому, що профіль шестерень відрізняється від циліндричної поверхні. Тому другою задачею є визначення еквівалентного радіуса, під яким розуміємо такий радіус, який забезпечує на шляху

ТРВ такий самий гідравлічний опір, як і зубчастий профіль шестерень.

Кутова протяжність зони високого тиску (рис. 6) представлена як сума кута постійної зони високого тиску ( $\Delta\beta_{\text{пост}}$ ), кута змінної зони високого тиску в зоні зачеплення ( $\Delta\beta_{\text{о.з.}}$ ) і кута змінної зони високого тиску в перехідній зоні ( $\Delta\beta_{\text{п.з.}}$ )

$$\Delta\beta(\varphi_{\text{пов}}) = \Delta\beta_{\text{пост}} + \Delta\beta_{\text{о.з.}}(\varphi_{\text{пов}}) + \Delta\beta_{\text{п.з.}}(\varphi_{\text{пов}}). \quad (3)$$

Функції змінних кутів зони високого тиску знайдено за допомогою елементів евольвентної геометрії і після їх інтегрування отримано залежності для еквівалентних кутів зони високого тиску (5), (6).

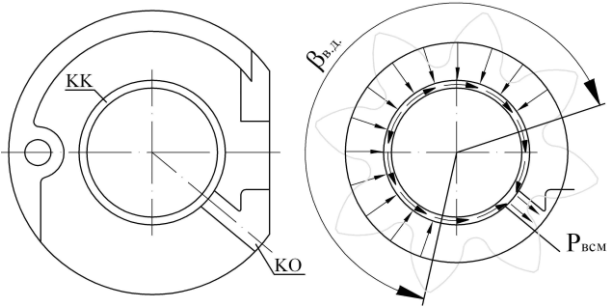


Рис. 5 Схема торцевих радіально направлених ВВРР

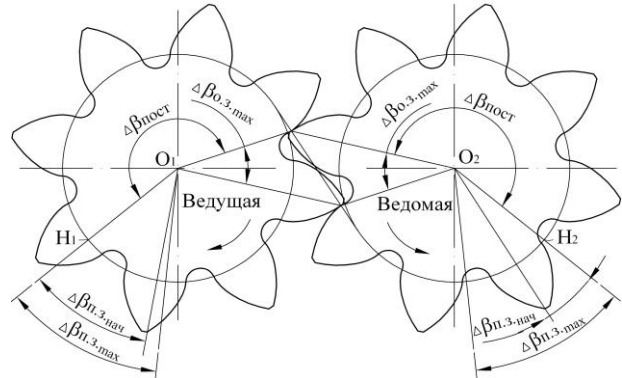


Рис. 6 Зони високого тиску ведучої і веденої шестерень НШ

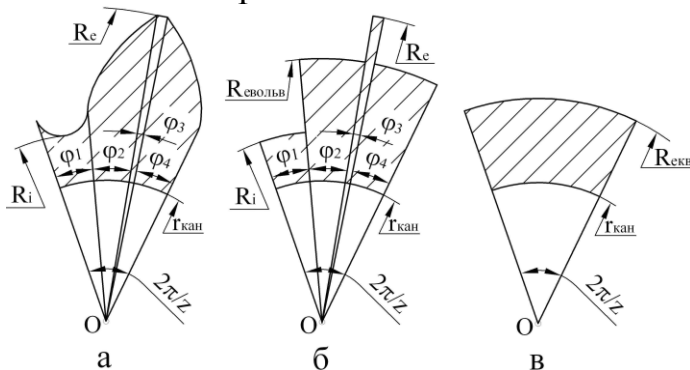


Рис. 7 Поетапний перехід від реальної схеми зубця шестерні **а** до проміжної схеми **б** і до остаточної схеми **в** при визначенні еквівалентної довжини щілини при розрахунку ТРВ

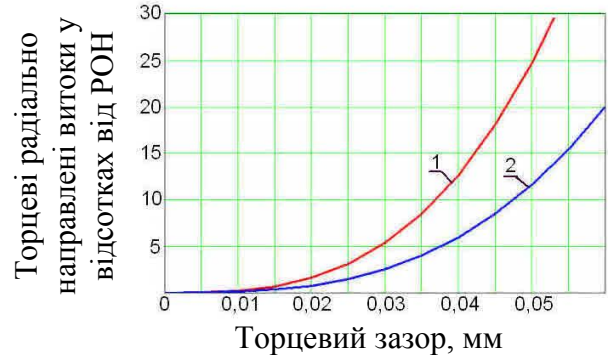


Рис. 8 Залежності торцевих радіально направлених витоків по базовій і запропонованій моделях на прикладі НШ-32УКФ-3, виражені у відсотках від РОН: 1 – за базовою ММ; 2 – за запропонованою ММ

Для визначення еквівалентного радіусу торцевого зазору використано поетапний перехід від реальної схеми профілю зубця до схеми еквівалентного кільцевого профілю, який створює на шляху ТРУ такий самий гідравлічний опір, як і зубчастий профіль шестерень (рис. 7). Отримані залежності (8) і (9) ввійшли до складу математичної моделі. Отже, математична модель торцевих радіально направлених витоків (ТВР) складається з шести виразів (4) – (9):

$$q_{ТРВ} = \frac{\Delta p \cdot \Delta \beta_{\epsilon, \delta, \epsilon_{кв}} \cdot \delta_{ТРВ}^3}{12 \cdot \mu \cdot \ln \frac{R_{\epsilon_{кв}}}{r_{кан}}}, \quad (4)$$

$$\Delta \beta_{ВН_{\epsilon_{кв}}} = \Delta \beta_{носм} + \frac{\pi}{z} + \frac{z}{4\pi} \cdot \ln \left( \frac{1 + \left( \operatorname{tg} \gamma_e - \frac{\pi}{z} (\epsilon - 1) \right)^2}{1 + \left( \operatorname{tg} \gamma_e - \frac{\pi}{z} (\epsilon + 1) \right)^2} \right) - \left( \frac{z \cdot \operatorname{tg} \gamma_e}{2\pi} - \frac{\epsilon + 1}{2} \right) \cdot \left( \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \gamma_e - \frac{\pi}{z} (\epsilon - 1) \right) - \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \gamma_e - \frac{\pi}{z} (\epsilon + 1) \right) \right), \quad (5)$$

$$\Delta \beta_{ВШ_{\epsilon_{кв}}} = \Delta \beta_{носм} + \frac{\pi}{z} - \frac{z}{4\pi} \ln \left( \frac{1 + \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z} (\epsilon + 1) \right)^2}{1 + \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z} (\epsilon - 1) \right)^2} \right) - \left( \frac{z}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\epsilon + 1}{2} \right) \times \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z} (\epsilon + 1) \right) - \operatorname{arctg} \left( \frac{\sqrt{r_{Lнач}^2 - r_o^2}}{r_o} + \frac{\pi}{z} (\epsilon - 1) \right) \right], \quad (6)$$

$$r_{Lнач} = r_o \cdot \sqrt{(2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \gamma_e)^2 + 1}, \quad (7)$$

$$R_{\epsilon_{кв}} = r_{кан} \cdot e^{\frac{\pi \cdot \ln \frac{R_{\epsilon_{вольв}}}{r_{кан}} \cdot \ln \frac{R_i}{r_{кан}} \cdot \ln \frac{R_e}{r_{кан}}}{\pi \cdot \ln \frac{R_{\epsilon_{вольв}}}{r_{кан}} \cdot \ln \frac{R_e}{r_{кан}} - z \cdot \operatorname{inv} \gamma_e \cdot \ln \frac{R_e}{r_{кан}} \cdot \ln \frac{R_{\epsilon_{вольв}}}{R_i} - \frac{z \cdot \Phi_e}{2} \cdot \ln \frac{R_{\epsilon_{вольв}}}{r_{кан}} \cdot \ln \frac{R_e}{R_i}}}, \quad (8)$$

$$R_{\epsilon_{вольв}} = r_{кан} \cdot e^{\frac{\operatorname{inv} \gamma_e}{\int_0^{\gamma_e} \frac{\operatorname{tg}^2 \gamma}{\ln \frac{r_o}{r_{кан}} - \ln \cos \gamma} d\gamma}}. \quad (9)$$

Для оцінки співвідношення результатів розрахунку ТРВ по розробленій ММ (4) - (9) і по відомому рівнянню ТРВ побудовано графіки ТРВ (рис. 8). Порівняльний аналіз показує, що результати розрахунку ТРВ по запропонованій ММ істотно нижче, ніж по відомому рівнянню. Так, для торцевого зазору  $\delta_1=0,040$  мм вказані ТРВ різняться не менше ніж вдвічі.

Основна складність, що виникає при розробці математичної моделі торцевих витоків через міжцентровий зазор (ТВМЦЗ), – це визначення довжини зазору, яка змінюється як внаслідок евольвентного профілю зубців шестерень, так і внаслідок їх повороту (рис. 9).

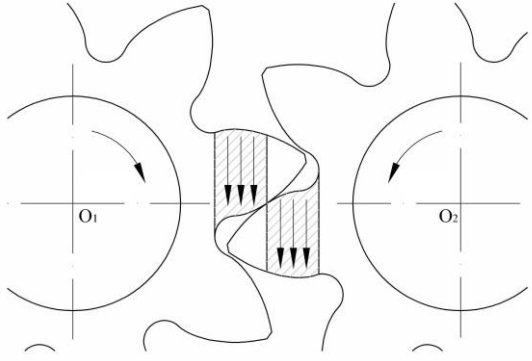


Рис. 9 Область і напрямок торцевих витоків робочої рідини через міжцентровий зазор

Торцеві витoki через міжцентровий зазор у відсотках від РОН

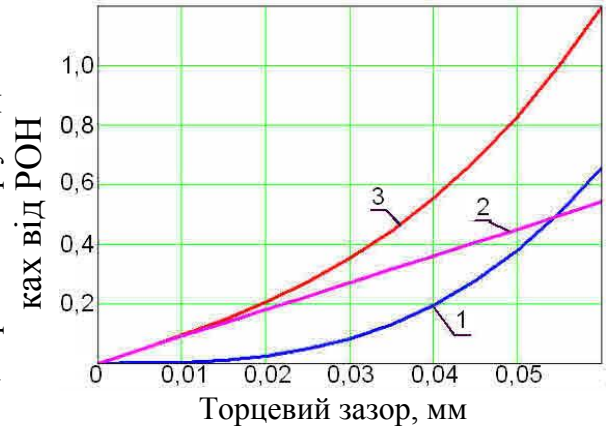


Рис. 10 Залежність ТВМЦЗ від величини зазору на прикладі насоса НШ-32УКФ-3 в процентному відношенні від РОН:  
1 – напірна складова; 2 – в'язка складова;  
3 – сумарні витoki через торцевий міжцентровий зазор

Математична модель створена поетапно. Спочатку для горизонтально розташованого зубця. Потім для довільно розташованого зубця. Далі, визначивши граничні положення зубця, отримано рівняння напірної складової для всього циклу ТВМЦЗ. На завершальному етапі отримана залежність для в'язкої складової, яка в даному випадку сприяє витокам.

Таким чином, ММ ТВМЦЗ представлена у вигляді наступних восьми залежностей (10) – (17):

$$Q_{ТВМЦЗ} = \frac{\Delta p \cdot \delta^3}{6 \cdot \mu} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{R_i}^{r_L(\psi)} \frac{dr}{l(r)} d\psi + \pi \cdot n \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2); \quad (10)$$

$$l(r) = r \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{r}\right)\right)}{\cos\psi} + R_2(r) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{R_2(r)}\right)\right)}{\cos\psi}; \quad (11)$$

$$R_2(r) \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{R_2(r)}\right) + \psi\right) = r \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{r}\right) - \psi\right); \quad (12)$$

$$r_L(\psi) = \sqrt{r_{L_{нач}}^2 + r_o^2 (\psi_{нач.ОП} - \psi)^2 + 2r_o (\psi_{нач.ОП} - \psi) \sqrt{r_{L_{нач}}^2 - r_o^2}}; \quad (13)$$

$$r_{L_{нач}} = r_o \cdot \sqrt{(2 \cdot \text{tg}\alpha - \text{tg}\gamma_e)^2 + 1}; \quad (14)$$

$$\psi_{нач.ОП} = \frac{\pi}{z} \cdot \varepsilon + \frac{\varphi}{2} + \text{tg}\alpha - \text{tg}\gamma_e; \quad (15)$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{z} \cdot (\varepsilon + 1) + \frac{\varphi}{2} + \text{tg}\alpha - \text{tg}\gamma_e; \quad (16)$$

$$\psi_2 = \psi_1 - \frac{2 \cdot \pi}{z}. \quad (17)$$

Результати розрахунків ТВМЦЗ, що є сумою напірної і в'язкої складової ВВРР, представлені у вигляді графіків (рис. 10). Визначальною є напірна складова, але і в'язка складова вносить свій внесок до збільшення об'єму ТВМЦЗ.

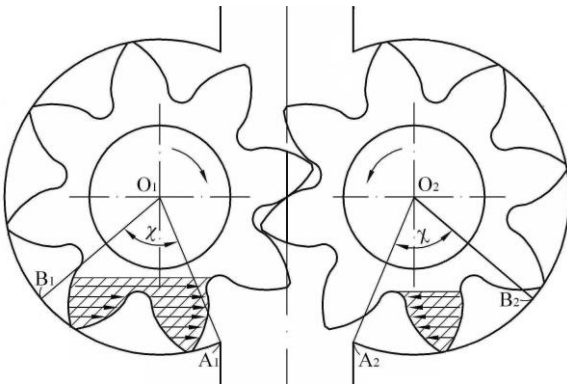


Рис. 11 Область і напрямок внутрішніх витоків робочої рідини через торцевий зазор в перехідній зоні

Внутрішні витoki у відсотках від РОН

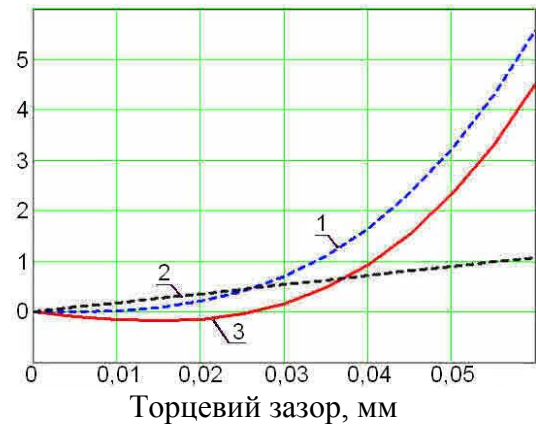


Рис. 12 Залежність ВВРР через торцевий зазор в перехідній зоні від величини зазору на прикладі насоса НШ–32УКФ-3 у відсотковому відношенні від РОН:  
1 – напірна складова; 2 – в'язка складова;  
3 – сумарні витoki

На рис. 11 показані область і напрямок торцевих витоків робочої рідини в перехідній зоні (ТВПЗ).

Математична модель ТВПЗ має такі відмінності від ММ ТВМЦЗ:

- в напірній складовій враховано коефіцієнт гідравлічного опору  $k_{zo}$ ;
- межі інтегрування напірної складової для ТВПЗ мають інші значення;
- в'язка складова має знак «мінус», оскільки напрямок обертання шестерень протилежний градієнту тиску.

Таким чином, ММ ТВПЗ представлена у вигляді наступних трьох залежностей (18) – (20):

$$q_{ТВПЗ} = \frac{\Delta p \cdot \delta^3 \cdot z \cdot n}{6 \cdot \mu \cdot k_{zo}} \cdot \int_{\psi_1}^{\psi_2} \int_{r_i}^{R_e} \frac{dr}{l(r)} d\psi - \pi \cdot \delta \cdot (R_e^2 - R_i^2), \text{ мм}^3/\text{об}; \quad (18)$$

$$l(r) = r \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{r}\right)\right)}{\cos\psi} + R_2(r) \cdot \frac{\sin\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{R_2(r)}\right)\right)}{\cos\psi}; \quad (19)$$

$$R_2(r) \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{R_2(r)}\right) + \psi\right) = r \cdot \cos\left(\frac{\varphi_0}{2} - \text{inv}\left(\arccos\frac{r_0}{r}\right) - \psi\right). \quad (20)$$

На рис. 12 представлені графіки ТВПЗ і їх складові в процентному відношенні від РОН для всіх чотирьох зазорів, які мають місце в НШ. В'язка складова направлена протилежно градієнту тиску і тому знижує загальний об'єм ТВПЗ, при цьому навіть при зазорі  $\delta=0,050$  мм сумарні ТВПЗ для всіх чотирьох зазорів складають всього 2,25% від РОН НШ (рис. 12).

Для виявлення частки кожного напрямку ВВРР на загальний об'єм ВВРР побудовані відповідні графіки (рис. 13) в залежності від величини зазору, розраховані по розроблених ММ. Аналіз графіків на рис. 13 показав, що при зазорах в межах  $\delta=0,005 - 0,015$  мм ВВРР по всіх напрямках невеликі й приблизно рівні. Але починаючи із зазору  $\delta=0,025$  мм ВВРР розпадаються на дві групи: це ОВРЗ та ТРВ і ТВПЗ та ТВМЦЗ, які вже при такому зазорі різняться в два рази.

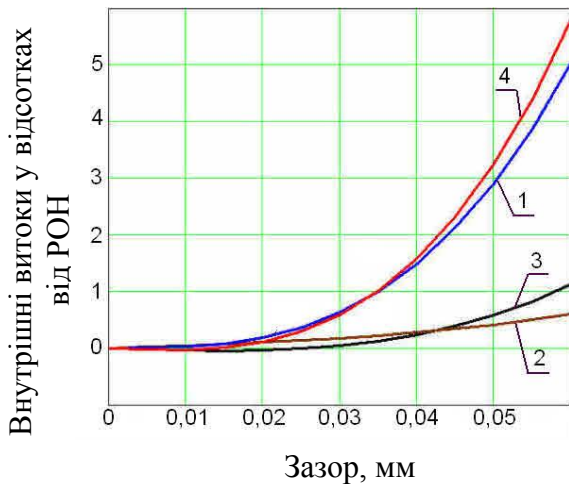


Рис. 13 Залежності ВВРР в НШ-32УКФ-3 згідно розроблених ММ у відсотках від РОН, для кожного зазору: 1 – ТРВ; 2 – ТВМЦЗ; 3 – ТВПЗ; 4 – ОВРЗ

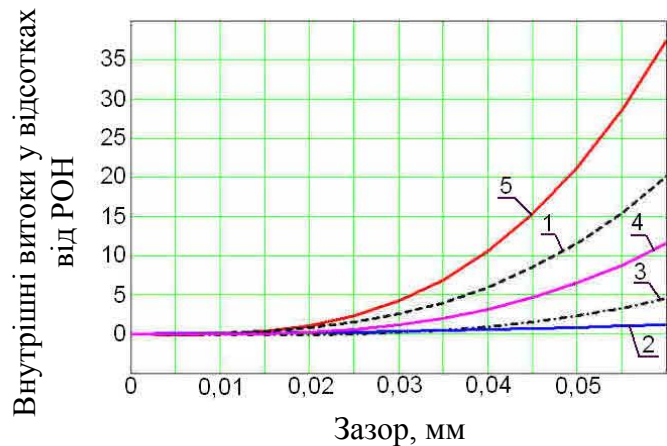


Рис. 14 Залежності ВВРР в НШ-32УКФ-3 згідно розроблених ММ з урахуванням кількості відповідних зазорів у відсотках від РОН: 1 – ТРВ; 2 – ТВМЦЗ; 3 – ТВПЗ; 4 – ОВРЗ; 5 – сумарні ВВРР

**Четвертий розділ** присвячений розробці методики розрахунку об'єму ВВРР в НШ. В основу методики покладено припущення про паралельність ВВРР через зазори НШ. Тоді рівняння для визначення гідравлічного опору ВВРР в загальному вигляді

$$\frac{1}{G_{OB}} = \frac{2}{G_{ПЗ}} + \frac{4}{G_{ТРВ}} + \frac{2}{G_{ТВМЦЗ}}, \quad (21)$$

де  $G_{ПЗ}$  – гідравлічний опір ВВРР в перехідній зоні НШ;  $G_{ТРВ}$  – гідравлічний опір ТРВ;  $G_{ТВМЦЗ}$  – гідравлічний опір ТВМЦЗ.

Після відповідних перетворень отримано

$$q_{\Sigma} = 2q_{OBPЗ} + 4q_{TBPЗ} + 4q_{TRB} + 2q_{TBMЦЗ}. \quad (22)$$

Отже, загальний об'єм витоків є сумою витоків через відповідні зазори.

На рис. 14 представлені в порівнянні графічні залежності складових загальних ВВРР в НШ для найбільш вірогідних зазорів в спряженнях деталей НШ. Отримані результати цілком узгоджуються з положенням справ на практиці, адже відомо, що коефіцієнт подачі НШ, що випускаються вітчизняною промисловістю лежить в межах  $\eta_v=90 - 94\%$ .

При середній величині зазору  $\delta=0,030$  мм ТРВ складають 50 – 60%, ОВРЗ – 20 - 30%, ТВПЗ – 6 – 8% і ТВМЦЗ – 2 – 6% від загального об'єму ВВРР (рис. 14).

**П'ятий розділ** присвячений експериментальним дослідженням ВВРР через зазори в спряженнях деталей НШ, основною метою яких є перевірка ступеню збігу між результатами теоретичних і експериментальних досліджень. Експериментальні дослідження проведені на базі ПАТ «Гідросила».



Рис. 15 Шліфування шестерень по зовнішньому діаметру для збільшення радіального зазору

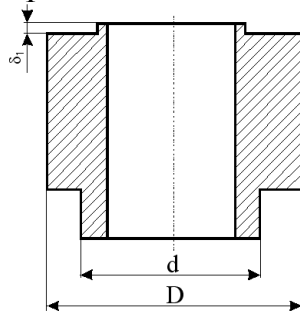


Рис. 16 Ескіз експериментальної втулки зі сходиною для моделювання торцевого зазору



Рис. 17 Фотографія качаючого вузла НШ-32УКФ-3, укомплектованого експериментальною втулкою зі сходиною для моделювання торцевого зазору



Рис. 18 Фотографія моделювання торцевого міжцентрового зазору шляхом фрезерування втулок у відповідній зоні



Рис. 19 Фотографії моделювання торцевого зазору в перехідній зоні НШ шляхом фрезерування втулок у відповідній зоні

В якості базового насоса був обраний насос третього типорозмірного ряду НШ-32УКФ-3. Методика експериментальних досліджень ВВРР базувалася на штучному зміненні зазорів в окремих спряженнях деталей НШ шляхом відповідної механічної обробки деталей НШ, що зображено на рис. 15 – 19.

Експериментальне дослідження ВВРР проводили при постійному номінальному тиску  $p=16$  МПа, при частотах обертання шестерень:  $n=16,67$  об/с,  $n=32$  об/с,  $n=40$  об/с і при величині зазорів, що наведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

**Величини зазорів в спряженнях деталей НШ-32УКФ-3, при яких досліджувалися ВВРР в НШ**

| Витоки РР, які підлягають експериментальному визначенню | Величина зазору    |                      |  |
|---|--------------------|----------------------|--|
|   | Торцевий зазор, мм | Радіальний зазор, мм | Зазор, ВВРР через який досліджуються, мм     |
| ОВРЗ  | $\delta_1=0,03$    | -                    | $\delta_2=0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05$      |
| Торцеві ВВРР  | -                  | $\delta_2=0,01$      | $\delta_1=0,03; 0,035; 0,04; 0,045; 0,05$    |
| ТВМЦЗ   | -                  | $\delta_2=0,01$      | $\delta_{ТМЦЗ}=0,03; 0,05; 0,07; 0,09; 0,11$ |
| ТВПЗ  | -                  | $\delta_2=0,01$      | $\delta_{ТПЗ}=0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07$  |
| ТРВ   | -                  | $\delta_2=0,01$      | $\delta_{ТВ}=0,03; 0,04; 0,05; 0,06; 0,07$   |

Результати експериментального визначення ВВРР через відповідні зазори у відсотках від РОН представлені на рис. 20 – 24.

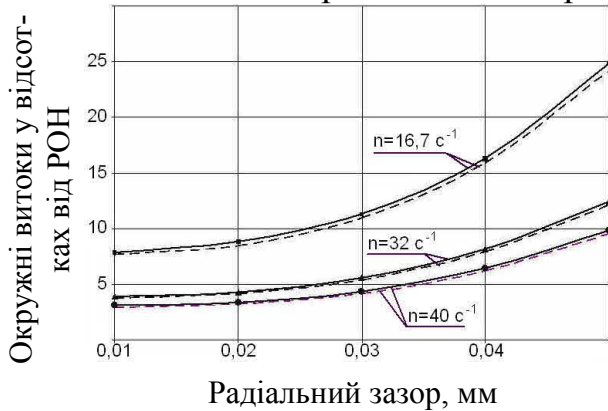


Рис. 20 Залежності теоретично ( \_ \_ \_ ) і експериментально ( \_ \_ \_ ) визначених ОВРЗ НШ-32УКФ-3 від величини радіального зазору у відсотках від РОН

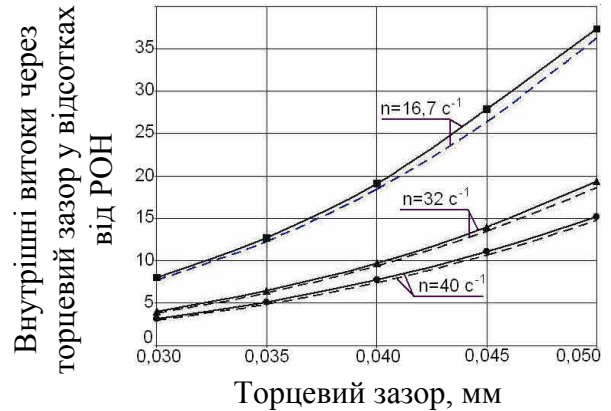


Рис. 21 Залежності теоретично ( \_ \_ \_ ) і експериментально ( \_ \_ \_ ) визначених сумарних торцевих витоків РР НШ-32УКФ-3 від величини торцевого зазору у відсотках від РОН

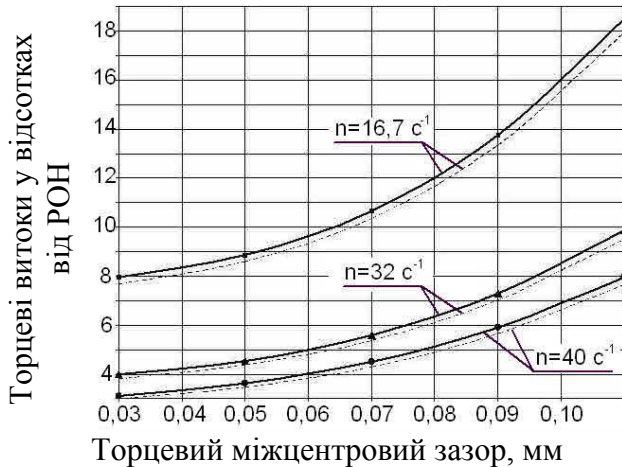


Рис. 22 Залежності теоретично ( \_ \_ \_ ) і експериментально ( \_ \_ \_ ) визначених ТВМЦЗ НШ-32УКФ-3 від величини ТМЦЗ у відсотках від РОН

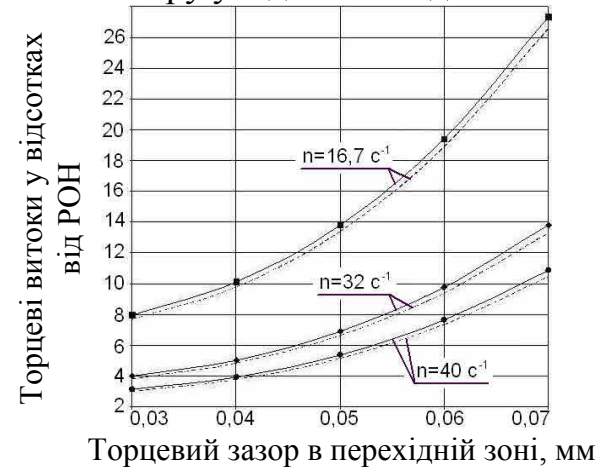


Рис. 23 Залежності теоретично ( \_ \_ \_ ) і експериментально ( \_ \_ \_ ) визначених ТВПЗ НШ-32УКФ-3 від величини торцевого зазору у відсотках від РОН

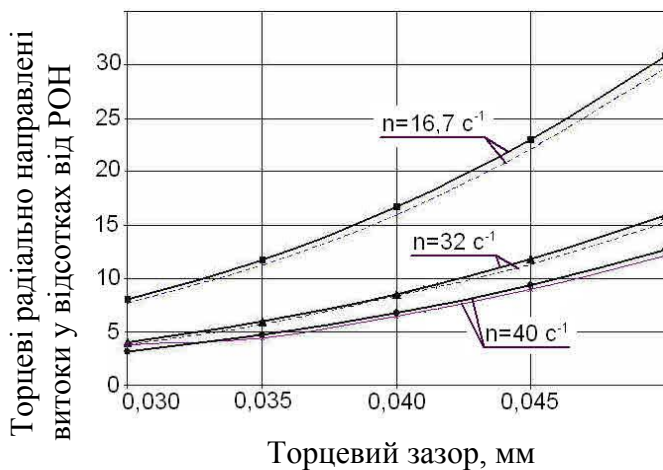


Рис. 24 Залежності теоретично ( \_ \_ \_ ) і експериментально ( \_ \_ \_ ) визначених ТРВ в НШ-32УКФ-3 від величини торцевого зазору у відсотках від РОН



Результати експериментальних досліджень, представлених на рис. 20 – 24, показали, що залежність ВВРР через відповідні зазори в спряженнях деталей НШ описуються степеневими кривими від зазору, що є підтвердженням отриманих ММ ВВРР в НШ. Розбіжності між об'ємом ВВРР, визначеним розрахунковим шляхом відповідно за запропонованими залежностями і експериментальним шляхом мають такі значення: ОВРЗ – 2,55–4,55%; ТВМЦЗ – 3,81–5,50%; ТВПЗ – 2,90–4,85%; ТРВ – 1,79–7,70%. При визначенні РОН НШ похибка при визначенні експериментальних даних не перевищувала 0,36%.

У шостому розділі опираючись на результати теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтована методика розрахунку ВВРР через зазори в спряженнях деталей НШ. Також наведені рекомендації щодо їх використання у виробництві.

В якості об'єкту дослідження використали НШ другою і третього типорозмірних груп насосів типу НШ-32УК і НШ-20Г. В результаті, фактичний об'єм ВВРР НШ, визначений експериментально на 5–10 % більше, ніж об'єм ВВРР, розрахований відповідно до пропонованої методики розрахунку.

Результати досліджень прийняті до впровадження на ПАТ «Гідросила» (м. Кіровоград). Впровадження методики розрахунку ВВРР НШ на стадії проектування дозволить отримати економічний ефект 66700 грн. Економічний ефект отриманий за рахунок скорочення числа експериментальних зразків при дослідженні ВВРР в НШ за рахунок попереднього розрахунку ВВРР на стадії проектування.

Крім цього, результати роботи використовуються в навчальному процесі. Поставлена лабораторна робота по розрахунку ВВРР в НШ з подальшим визначенням об'єму ВВРР експериментальним методом на стенді по дисципліні «Математичне моделювання при проектуванні гідромашин» в Кіровоградському національному технічному університеті.

## ВИСНОВКИ

Проведені в дисертаційній роботі дослідження дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Аналіз науково-технічних джерел показав, що відомі фізичні моделі (ФМ) і математичні моделі (ММ) не відображають з достатнім ступенем точності процес внутрішніх витоків робочої рідини (ВВРР). Це стримує подальше вдосконалення НШ в напрямку зниження об'єму внутрішніх витоків робочої рідини і підвищення коефіцієнта подачі.

2. Запропонована ММ окружних ВВРР через радіальний зазор дозволила змінити існуючі уявлення про протяжність і характер зміни радіального зазору, що дало можливість уточнити результати розрахунків об'єму окружних ВВРР через радіальний зазор.

3. Концепція поділу витоків робочої рідини через торцевий зазор на три складові знайшла своє відображення при розробці математичних моделей, що описують залежність торцевих радіально направлених витоків, торцевих витоків через міжцентровий зазор і торцевих витоків у перехідній зоні. Моделі відо-

бражають залежність ВВРР від зміни геометричних параметрів зазорів, які визначаються конструктивними особливостями НШ та характером зміни тиску у відповідних зонах, що дало можливість розробити математичні моделі, які в більшій мірі відповідають реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ.

4. На основі запропонованих ММ була розроблена методика, яка дає можливість наблизити результати розрахунку до реальних процесів об'ємних витоків робочої рідини в шестеренному насосі на стадії його проектування.

5. Дослідження розроблених ММ процесів ВВРР дозволили встановити частку ВВРР через відповідні спряження від сумарних ВВРР. Теоретично встановлено, що для найпоширенішої марки НШ-32УКФ-3 частка торцевих радіально направлених ВВРР становить 50 – 60%, частка окружних ВВРР через радіальний зазор – 21 – 30%, частка торцевих ВВРР в перехідній зоні – 6 – 8% і частка торцевих ВВРР через міжцентровий зазор — 2 – 6%, від загального об'єму ВВРР. Це дозволить проєктантам НШ в першу чергу звернути увагу на спряження, через які направлена основна частка загального об'єму ВВРР.

6. Експериментальні дослідження, ґрунтовані на штучній зміні зазорів в спряженнях НШ, підтвердили адекватність отриманих ММ реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини в НШ.

7. Апробація запропонованої методики розрахунку об'єму ВВРР на прикладі серійних НШ показала, що запропонована методика адекватна реальним процесам об'ємних витоків робочої рідини через відповідні зазори в спряженнях деталей НШ, що дозволяє підвищити точність розрахунку загального об'єму ВВРР на стадії проектування НШ.

8. Результати порівняльного аналізу розбіжності експериментально визначених ВВРР і отриманих розрахунком по запропонованій методиці не перебільшують 7,7%, що є задовільним результатом точності.

9. Результати дисертаційної роботи впроваджені для використання на ПАТ «Гідросила» (м. Кіровоград) і в навчальний процес в Кіровоградському національному технічному університеті.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Матвієнко О.О. Підвищення гідравлічного опору в радіальних спряженнях насосів типу НШ / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КДТУ. – Кіровоград, 2001. – №8 – С. 3–7.

*Здобувач запропонував збільшити гідравлічний опір на шляху витоків робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса.*

2. Матвієнко О.О. Втрати робочої рідини через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин: вісн. Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Х., 2001. – Том 2. – №8. – С. 87–90.

*Здобувач запропонував вдосконалену фізичну і математичну модель витоків робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса.*

3. Матвієнко О.О. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2005 – № 16. – С. 235–240.

*Здобувачем запропонована математична модель витоків робочої рідини через радіальний зазор з урахуванням особливостей організації гідравлічного опору на шляху руху робочої рідини через радіальний зазор.*

4. Матвієнко О.О. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2006. – №17. – С. 205–207.

*Здобувачем на основі аналізу існуючих математичних моделей запропоновано нові підходи до проблеми моделювання внутрішніх витоків робочої рідини в НШ.*

5. Матвиенко А.А. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ / [Кулешков Ю.В., Матвиенко А.А., Руденко Т.В., Русских В.В.] // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2008. – № 20. – С. 284–292.

*Здобувачем запропонована математична модель торцевих радіально направлених витоків, в якій враховані особливості руху робочої рідини через торцевий зазор в радіальному напрямку.*

6. Матвиенко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса / [Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.] // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2008 – № 21. – С. 253–262.

*Здобувачем запропоновано новий підхід при розробці математичної моделі подачі шестеренного насоса.*

7. Матвієнко О.О. Методика стендових випробувань шестеренного насоса / [Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. та ін.] // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2011. – № 24 (ч.ІІ). – С. 97–110.

*Здобувачем запропонована методика дослідження основних технічних характеристик шестеренного насоса.*

8. Пат. 42891 Україна, МПК<sup>7</sup> F04C2/08. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О., Лопата Л.А.; заявник та власник патенту КДТУ. – № 2000063631; заявл. 22.06.2000; опубл. 15.11.2001, Бюл. № 10.

*Здобувач запропонував збільшити гідравлічний опір радіального зазору за рахунок використання спеціальних порожнин на корпусі насоса.*

9. Пат. 44937 Україна, МПК<sup>7</sup> B23P6/00, B23P9/02. Спосіб ремонту шестеренних гідромашин зовнішнього зацеплення. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О.; заявник та власник патенту КДТУ. – № 2000116425; заявл. 14.11.2000; опубл. 15.03.2002, Бюл. №3.

*Здобувач запропонував збільшити гідравлічний опір радіального зазору за рахунок використання порожнин спеціальної форми і за рахунок ексцентричного зміщення шестерень насоса.*

10. Декл. пат. 53960 А Україна, МПК<sup>7</sup> B23P6/00. Спосіб ремонту шестеренних гідромашин зовнішнього зацеплення. / Кулешков Ю.В. Черновол М.І., Магопець С.О., Матвієнко О.О., Саловський В.С., Руденко Т.В.; заявник та власник патенту КДТУ. – № 2002032496; заявл. 29.03.2002; опубл. 17.02.2003, Бюл. № 2.

*Здобувач запропонував під час ремонту шестеренного насоса збільшити гідравлічний опір торцевих зазорів шляхом постановки спеціальних накладок.*

11. Матвієнко О.О. Вплив величини радіального зазору на зношення корпусу шестеренного насоса типу НШ під час обкатки / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвиенко // Вибрации в технике и технологиях: зб. наук. пр. за матеріалами V міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП. – 2003. – № 2 (28). – С.95–98.

*Здобувачем проаналізовані причини зносу корпусу шестеренного насоса на стадії обкатки і запропоновані зміни граничних відхилень розмірів шестерні у відповідності з можливими витокami робочої рідини через радіальний зазор.*

12. Матвиенко А.А. Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ / Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко, Т.В. Руденко // Промислова гідравліка і пневматика: зб. наук. пр. за матеріалами VIII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП. – 2008. – №2 (20). – С.73–79.

*Здобувачем запропонована математична модель витоків робочої рідини через торцевий міжцентровий зазор шестеренного насоса з урахуванням особливостей організації гідравлічного опору на шляху руху робочої рідини через торцевий міжцентровий зазор.*

13. Матвиенко А.А. Математическая модель торцевых утечек в шестеренном насосе типа НШ / Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко // IX Міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП: тези доповідей. – Кременчук, 2008. – С.28–29.

*Здобувачем запропонована математична модель витоків робочої рідини через торцевий зазор, яка враховує змінну протяжність зони високого тиску.*

## АНОТАЦІЇ

**Матвієнко О.О. «Удосконалення фізичних і математичних моделей реальних процесів об'ємних витоків в шестеренних насосах» – Рукопис.**

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 «Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати» Харків – 2012.

Дисертація присвячена вдосконаленню і розробці фізичних і математичних моделей руху робочої рідини через зазори в спряженнях деталей НШ.

При розробці фізичної моделі руху робочої рідини через торцеві зазори в спряженнях деталей витоків вперше були розділені на три складові. Розроблені

фізичні моделі руху робочої рідини дозволили уточнити напрямок і умови витоків робочої рідини через зазори в спряженнях деталей в НШ.

При розробці математичних моделей враховані особливості організації гідравлічного опору на шляху витоків робочої рідини в НШ. Вказані особливості полягали в зміні тиску в зазорі й зміні геометричних параметрів зазорів від кута повороту шестерень.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що максимальна розбіжність результатів визначення витоків розрахунковим шляхом і експериментальним методом не перевищує 7,7%.

На основі отриманих математичних моделей розроблена методика розрахунку об'єму витоків робочої рідини в НШ, які забезпечують підвищення точності розрахунку, а також рекомендації по їх використанню на практиці.

**Ключові слова:** процеси витоків, методика розрахунку витоків при проектуванні, прогнозування об'єму витоків, шестеренний насос, внутрішні витоки, гідравлічний опір, окружні витоки через радіальний зазор, торцеві радіально направлені витоки, торцеві витоки через межцентровий зазор, торцеві витоки в перехідній зоні, напірна складова витоків, в'язка складова витоків.

**Матвиенко А.А. «Совершенствование физических и математических моделей реальных процессов объемных утечек в шестеренных насосах» – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты» Харьков – 2012.

Диссертация посвящена совершенствованию и разработке физических и математических моделей движения рабочей жидкости через зазоры в сопряжениях деталей НШ.

Современный уровень информационных технологий позволяет расширить возможности исследования процессов внутренних утечек рабочей жидкости и разработать методику расчета объема утечек на стадии проектирования.

Поэтому выбор темы, посвященной последующей разработке физических и математических моделей процесса внутренних утечек, является своевременным и актуальным.

Одной из составных частей теоретических исследований явилась разработка физической модели движения рабочей жидкости через радиальные и торцевые зазоры в сопряжениях деталей НШ. Было установлено, что необходимым условием утечек является наличие зазора в соответствующем сопряжении, а достаточным – наличие градиента давления. При этом торцевые утечки впервые были разделены на три составляющие в зависимости от особенностей движения рабочей жидкости через зазоры в разных областях торцевого сопряжения деталей НШ. Уточнена и физическая модель утечек через радиальный зазор.

Предложено различать окружные утечки через радиальный зазор, торцевые радиально направленные утечки, торцевые утечки через межцентровый зазор и торцевые утечки в переходной зоне.

При разработке математической модели утечек через радиальный зазор учитывались особенности обеспечения гидравлического сопротивления на пути движения рабочей жидкости через этот зазор, особенности изменения давления от угла поворота шестерен.

Математическая модель торцевых радиально направленных утечек учитывает особенности изменения длины зазора на пути движения рабочей жидкости, вследствие эвольвентного профиля зубьев шестерен и изменения угловой протяженности зоны высокого давления.

Гидравлическое сопротивление на пути утечек через межцентровый зазор определяется постоянно изменяющейся длиной этого зазора, вследствие вращения зубьев шестерен эвольвентного профиля, а также характером изменения давления в этой области торцевого зазора.

Математическая модель торцевых утечек в переходной зоне отображает их зависимость от изменения давления в этой зоне, а также от характера изменения длины зазора вдоль радиуса, которая определяется эвольвентным профилем зубьев шестерен и углом их поворота.

Было доказано, что, поскольку утечки через зазоры в сопряжениях деталей НШ направлены параллельно, общий объем утечек следует определять, суммируя утечки через все зазоры НШ.

Экспериментальные исследования преследовали своей целью установление адекватности разработанных математических моделей утечек в НШ. Для установления закона изменения утечек изменение зазора осуществляли искусственно – путем механической обработки соответствующих деталей, образующих исследуемый зазор. Максимальное расхождение результатов определения утечек расчетным путем и экспериментальным методом не превышает 7,7%.

На основе полученных математических моделей была разработана методика расчета объема утечек в НШ, которая обеспечивает повышение точности расчета, а также рекомендации по ее использованию на практике.

Основные научные положения и результаты диссертационной работы имеют как научную, так и практическую значимость, позволяющую повысить точность расчета внутренних утечек при проектировании НШ. Результаты работы переданы на ПАО «Гидросила» (г. Кировоград). Ожидаемый экономический эффект от внедрения предлагаемой методики расчета объема внутренних утечек, подсчитанный совместно с ведущими специалистами ПАО «Гидросила», составляет 66700 грн., что может быть вкладом в повышение эффективности экономики нашего государства. Полученные результаты нашли использование также в учебном процессе.

**Ключевые слова:** процессы утечек, методика расчета утечек при проектировании, прогнозирование объема утечек, шестеренный насос, гидравлическое сопротивление, окружные утечки через радиальный зазор, торцевые радиально направленные утечки, торцевые утечки через межцентровый зазор, торцевые утечки в переходной зоне, напорная составляющая утечек, вязкая составляющая утечек.

**Matvienko O.O. «Improving the physical and mathematical models of real processes of volume leaks in the gear pumps» - Manuscript.**

Thesis for degree of candidate of technical sciences in «Hydraulic machines, hydraulic and pneumatic units» Kharkiv - 2012.

Dissertation is dedicated to improving and developing new physical and mathematical models of fluid movement through the clearances of gear pump.

In developing the physical model of fluid movement through end clearances of gear pump the inner leaks were divided into three parts by first time. It was developed as a new terminology that clarifies existing and indicates the new concept in the leaks of fluid through the clearances in the coupling parts in the gear pump.

In developing the mathematical models were considered features of hydraulic resistance on the path leaks of the working fluid in the gear pump. These features lie in changing the pressure in the clearance and the change of geometrical parameters of the clearance angle gears.

Experimental studies it was found that the maximum discrepancy results determine leaks by calculation and experimental method does not exceed 7,7%.

Based on mathematical models were developed method and algorithm for calculating the volume loss of fluid in the gear pump, increasing the accuracy of the calculation, as well as recommendations for their use in practice.

**Keywords:** processes of leaks, method of calculating the leaks in the design, prediction of volume leakage, gear pump, hydraulic resistance, circuit leaks due to radial clearance, radially directed face of leaks, leaks of center to center end clearance, leaks of end clearance in the transitional zone, pressure component leaks, viscous component leaks.



Підписано до друку 19.09.2012. Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Надруковано на різнографі. Умов. друк. арк. 0,9.

Зам. №396/2012. Тираж 100 прим.

© РВЛ КНТУ, м. Кіровоград, пр. Університетський, 8.

Тел. (0522) 390-541, 559-245, 390-551.