

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ОСЬОВОГО УРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

І.В. Павленко, асистент,
Сумський державний університет,
E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

У роботі наведені результати експериментальних досліджень автоматичної системи осьового урівноваження ротора відцентрового насоса. Визначені коефіцієнти місцевих втрат і втрат на тертя на підставі досліджень кривої розподілу тиску робочої рідини по радіусу торцевого дроселя, статичної і витратної характеристик.

Ключові слова: експеримент, торцевий дросель, статична характеристика, витратна характеристика, гідравлічні втрати.

ВСТУП

1. Постановка проблеми у загальному вигляді

Важливими елементами сучасного насосного обладнання є циліндричні і торцеві дроселі як неодмінні атрибути шпаринних ущільнень, розвантажуючих пристроїв тощо. Дослідженню гідродинамічних властивостей цих дроселів приділяється належна увага з боку науковців, оскільки сили, які діють з боку рідинного шару, значно впливають на динаміку ротора у цілому, а надійність насоса обумовлена визначеними і закладеними на етапі проектування статичними і динамічними характеристиками.

Під час проектування і виготовлення циліндричних втулок і торцевих дисків неможливо звести нанівець вплив геометричних факторів на структуру течії: кромки і втрати на тертя по довжині шпаринних ущільнень сприяють втраті потенціальної енергії і її переходу у дисипативну. Визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині циліндричних і торцевих дроселів є актуальною проблемою у галузі насособудування.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Дослідження по визначенню коефіцієнтів опору тертя для течії рідини у трубах проводилися А. Шезі, П. Гоклером і Р. Маннінгом. Аналогічні дослідження для напірної течії проведені Ж. Борда і Л. Карно. Ними запропоновані відповідні емпіричні залежності.

Формула Г. Проні й розвинена у майбутньому формула Ю. Вейсбаха дозволяє визначати втрати тиску рідини для розвиненої турбулентної течії, встановлювати коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя А. Дарсі.

Дослідження по визначенню коефіцієнтів гідравлічних втрат у циліндричному дроселі наведені у роботах А. Корчака і Г. Печкіса [1]. Аналогічні дослідження для торцевих дроселів пов'язані зі складністю постановки експерименту, тому більшість науковців розв'язують її шляхом комп'ютерного моделювання течії із застосуванням програмних комплексів. Визначення гідравлічних втрат у торцевому дроселі є задачею, не розв'язаною у повному обсязі, і є предметом дослідження у цій роботі.

3. Формулювання цілей статті (постановка завдання)

Метою роботи є визначення коефіцієнтів гідравлічних втрат у торцевому дроселі гідроп'яти – невід'ємного елемента багатоступінчатого відцентрового насоса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані такі задачі: проведення комплексних експериментальних досліджень для побудови статичної і витратної характеристик гідропр'яти і визначення розподілу тиску по радіусу торцевого дроселя; створення методики розрахунку гідравлічних втрат за результатами проведеного експеримента.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1. Опис експериментальної установки

Експериментальні дослідження проведені на експериментальному стенді для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин [2-3], створеного у лабораторії вібронадійності і герметичності відцентрових машин кафедри загальної механіки і динаміки Сумського державного університету (<http://www.zmdm.teset.sumdu.edu.ua>) при виконанні робіт з держбюджетної тематики відповідно до держбюджетної науково-дослідної роботи 84.01.08.06-08 д/б «Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки» (№ державної реєстрації 0106U001937). Експериментальний стенд захищено патентом України [3] UA № 56307 (опубл. 10.01.2011, бюл. № 1).

Стенд дозволяє досліджувати автоматичні системи осьового урівноваження роторів відцентрових машин для таких параметрів: тиск нагнітання до 4 МПа, подача 60 м³/год, частота обертання вала – до 3000 об/хв (наприклад, для насоса ЦНС 60-330) (рис. 1).

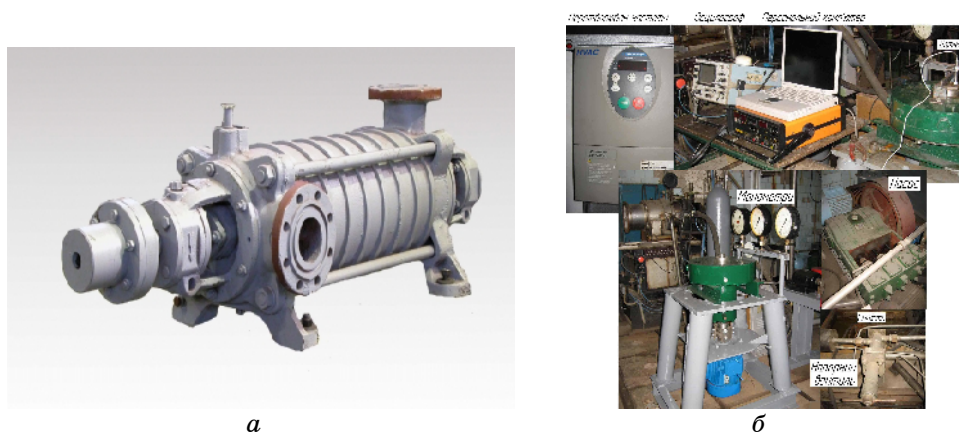


Рисунок 1 – Багатоступінчатий відцентровий насос ЦНС 60-330 (а) і експериментальна установка (б)

Складальне креслення експериментальної установки для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин наведено на рисунку 2.

Конструкція складається з ротора 1, розвантажувального диска 2, корпусних елементів 4 – 6, циліндричних втулок 11, 12, опорного кільця 3 та інших конструктивних елементів, описаних нижче. Корпус складається з трьох частин 4 – 6, з'єднаних між собою шпильками 24. Така конструкція спрощує процес складання-розкладання, дозволяє за необхідності замінювати циліндричну втулку 6.

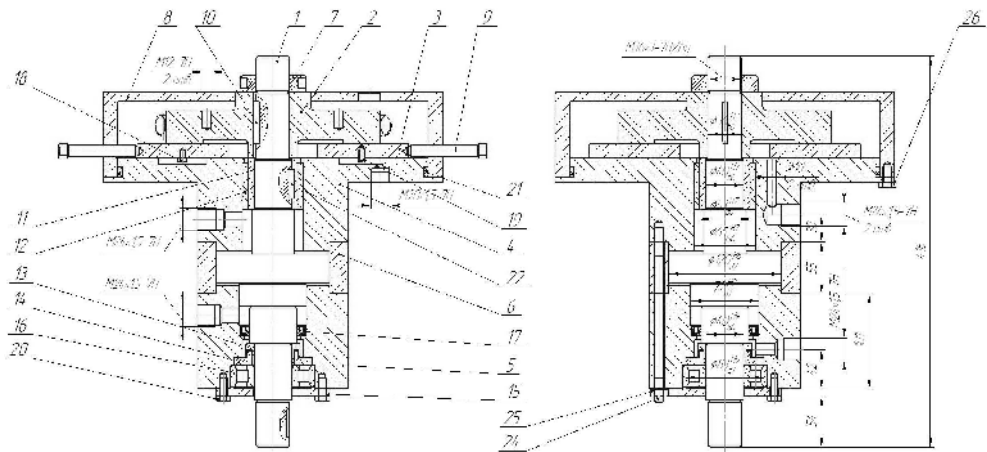


Рисунок 2 – Складальне креслення експериментальної установки

Ротор 1 з'єднаний з електродвигуном фланцевого типу змінного струму за допомогою муфти, яка дозволяє компенсувати можливі радіальні зміщення і перекіс осі ротора відносно осі вала двигуна. У зв'язку з необхідністю забезпечення осьових зміщень ротора 1 останній встановлений у корпус 5 з радіальним роликовим підшипником 16, притиснутим кришкою 15 за допомогою гвинтів 20. Осьове переміщення ротора обмежене, з одного боку, опорним кільцем 3, а з іншого – зазором між центральним диском ротора 1 і корпусом 4. Підшипниковий вузол герметизується манжетним ущільненням 17. Залишкові витoki робочої рідини затримуються відбійниками 13, 14 і відводяться через спеціальний отвір.

Осьова сила, яка діє на ротор, створюється за рахунок різниці тисків у порожнинах, розмежованих центральним диском ротора 1 і корпусною втулкою 6, тобто за рахунок втрат тиску по довжині послідовно розташованих циліндричних шпарин Ш120 і Ш72, а також за рахунок зміни площин кільцевих перерізів Ш40 і Ш50. Для запобігання матеріальних втрат, пов'язаних з усуненням наслідків ерозійного зносу корпуса, передбачені змінні втулки 6, 11, 12, виконані зі сталі 45 і чавуна СЧ 20.

Розвантажувальний диск 2 є з'ємним. Він встановлений на валу й за допомогою шпонки 10 і фіксується спеціальною гайкою 7. Для вимірювання тиску у будь-якій точці розвантажувального диска передбачена плита 3, яка має можливість переміщуватись у радіальному напрямі на 42 мм. Переміщення плити 3 здійснюється за допомогою двох напрямних у корпусі 4, гвинтів 18 – 19 і ходового гвинта 9. Плита 3 одночасно є опорною поверхнею гідро'яти.

Розвантаження осьової сили, яка діє на ротор, здійснюється за рахунок тиску у порожнині розвантажувального диска 2 і торцевій шпарині. Для скидання витоків через гідроп'яту і фіксації пристроїв для вимірювання зміщення ротора передбачена кришка 8, прикріплена до корпуса 4 гвинтами 26. Герметизація з'єднання «корпус – кришка» здійснюється за допомогою резинового ущільнення 21.

Експериментальний стенд оздоблений багатоканальною вимірювальною системою, принципова схема якої наведена на рисунку 3. Вона містить елементи регулювання і реєстрації гідравлічних параметрів, фіксування переміщень ротора.

Вал установки обертається із застосуванням електродвигуна 14 змінного струму і муфти 15. Частота обертання вала електродвигуна 14 регулюється у діапазоні 0...3000 об/хв за допомогою перетворювача частоти 26. Робоча рідина (вода) подається з резервуара 1 в установку за

допомогою плунжерного насоса 3 під тиском до 4 МПа. З метою усунення пульсацій рідини установка оздоблена гасником пульсацій 6. Подача рідини регулюється вентилем 25.

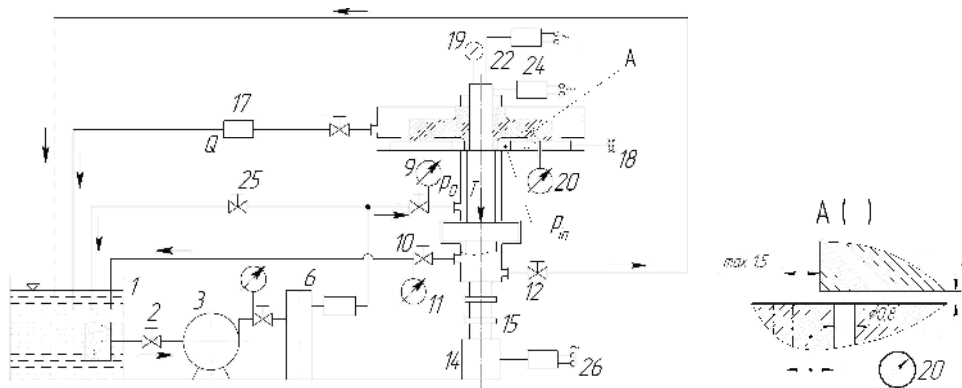


Рисунок 3 – Принципова схема експериментальної установки

Визначення осьової сили здійснюється, виходячи з показань манометрів 9, 11. Її величина регулюється вентилем 10. Залишкові витоки у підшипниковий вузол відводяться через трубопровід з вентилем 12. Витрати рідини через гідроп'яту вимірюються об'ємним способом за допомогою ємності 17. Вимірювання тиску рідини у будь-якій точці торцевого диска здійснюється за допомогою манометра 20.

Радіальне переміщення рухомої плити здійснюється ходовим гвинтом 18. Осьове переміщення ротора вимірюється індикатором годинникового типу 19 у статичному режимі роботи гідроп'яти і безконтактним датчиком 22 вихро-струмового типу, оздобленим перетворювачем «зазор – напруга» – у динамічному режимі. Для реєстрації радіальних коливань ротора установка оздоблена двома безконтактними датчиками переміщення 24, розташованими у двох взаємно перпендикулярних вертикальних площинах.

Таким чином, експериментальний стенд дозволяє реєструвати такі параметри: осьова сила; торцевий зазор; тиск на вході і виході циліндричного і торцевого дроселів, а також у будь-якій точці торцевого дроселя; частота обертання ротора; витрати рідини через гідроп'яту. Регульовані параметри можуть змінюватись у таких діапазонах: витрати 5...90 л/хв; частота обертання 0...3000 об/хв; тиск на вході 0...4 МПа; осьова сила 0,2...38 кН.

Вимірювальна апаратура має можливість підключення до автоматизованої вимірювальної системи за допомогою блока аналого-цифрового перетворення сигналів, який забезпечує введення вимірювальної інформації у персональний комп'ютер для обробки, аналізу і зберігання.

2. Результати експериментальних досліджень

У результаті проведення експериментальних досліджень визначені стаціонарні значення торцевого зазору і побудовані експериментальні точки статичних характеристик гідроп'яти (рис. 4) для різних кутових швидкостей обертання вала. Експериментальні точки апроксимовані функціями, що відображають математичну модель автоматичної системи осьового урівноваження ротора відцентрового насоса.

На рис. 4-а показано залежність торцевого зазору h гідроп'яти від осьової сили T , яка діє на ротор, і кутової швидкості обертання вала (0, 157 і 220 рад/с). На рис. 4-б показано залежність торцевого зазору від

кутової швидкості обертання вала для різних значень осьової сили (5, 19 і 29,5 кН).

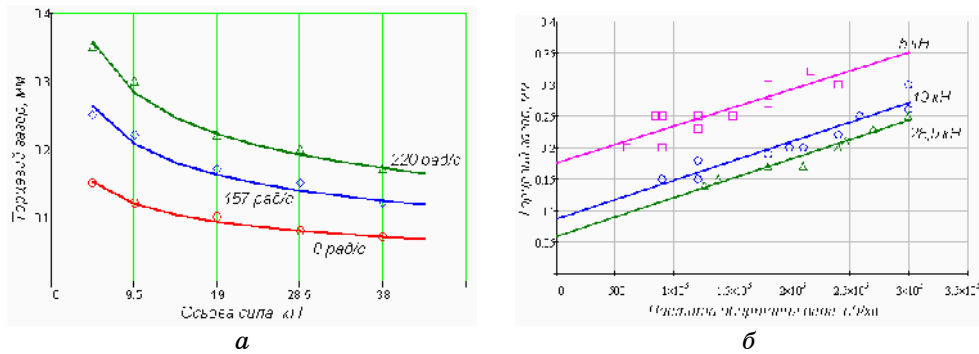


Рисунок 4 – Залежність торцевого зазору від осьової сили (а) і частоти обертання вала (б)

На рис. 5-а показано апроксимаційну поверхню, яка відображає залежність торцевого зазору від тиску нагнітання і кутової швидкості обертання вала.

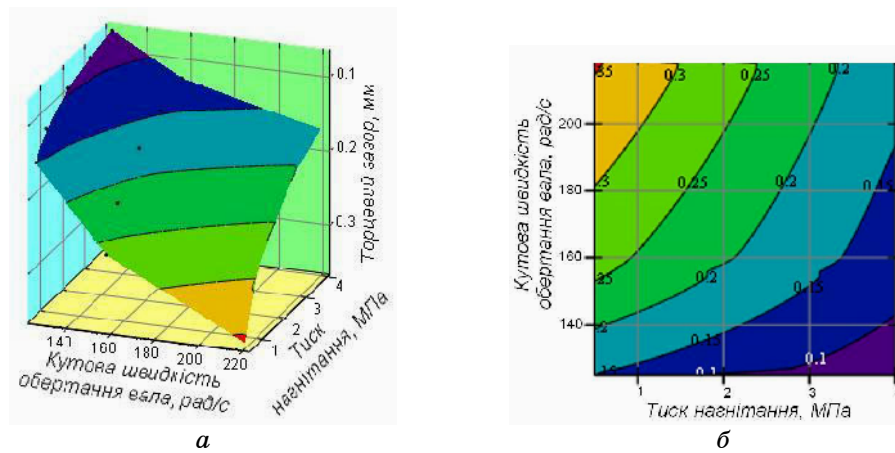


Рисунок 5 – Залежність торцевого зазору від тиску нагнітання і кутової швидкості обертання вала: апроксимаційна поверхня (а) та ізолнії (б)

Як видно з рис. 4-5, торцевий зазор h збільшується зі зменшенням осьової сили T , яка діє на ротор, і збільшенням кутової швидкості обертання вала.

Гідропр'ята є не лише пристроєм осьового урівноваження ротора, але й відіграє функції кінцевого ущільнення. Для змінних тиску нагнітання і кутової швидкості обертання вала визначені витрати робочої рідини (води) через торцевий дросель. У результаті побудовані експериментальні точки витратних характеристик, які апроксимовані теоретичними залежностями [4] (рис. 6).

На рис. 6 наведені залежності витрат робочої рідини через торцевий дросель від тиску нагнітання і величини торцевого зазору. Як видно з рис. 6, витрати робочої рідини через гідропр'яту зменшуються зі зменшенням тиску нагнітання і величини торцевого зазору.

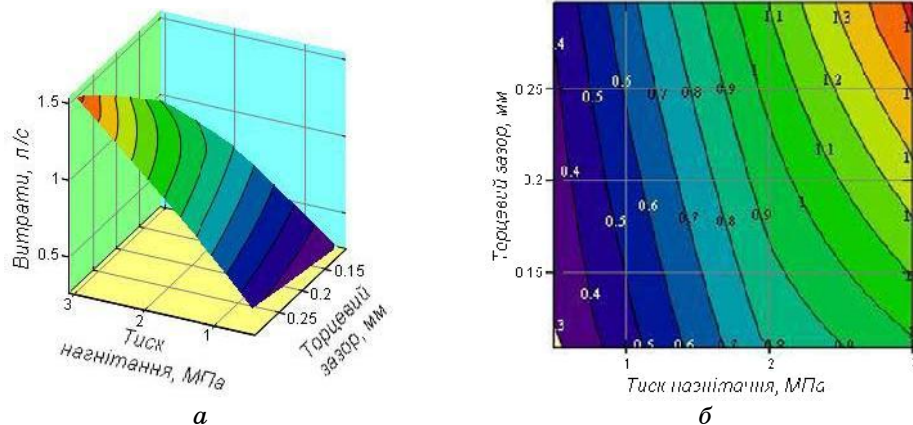


Рисунок 6 – Залежність витрат робочої рідини через торцевий дросель від тиску нагнітання і величини торцевого зазору: апроксимаційна поверхня (а) та ізолнії (б)

Експериментальним шляхом визначені значення падіння тиску на вхідній кромці торцевого дроселя залежно від тиску p_{in} у камері гідроп'яти, кутової швидкості обертання вала і величини торцевого зазору (рис. 7).

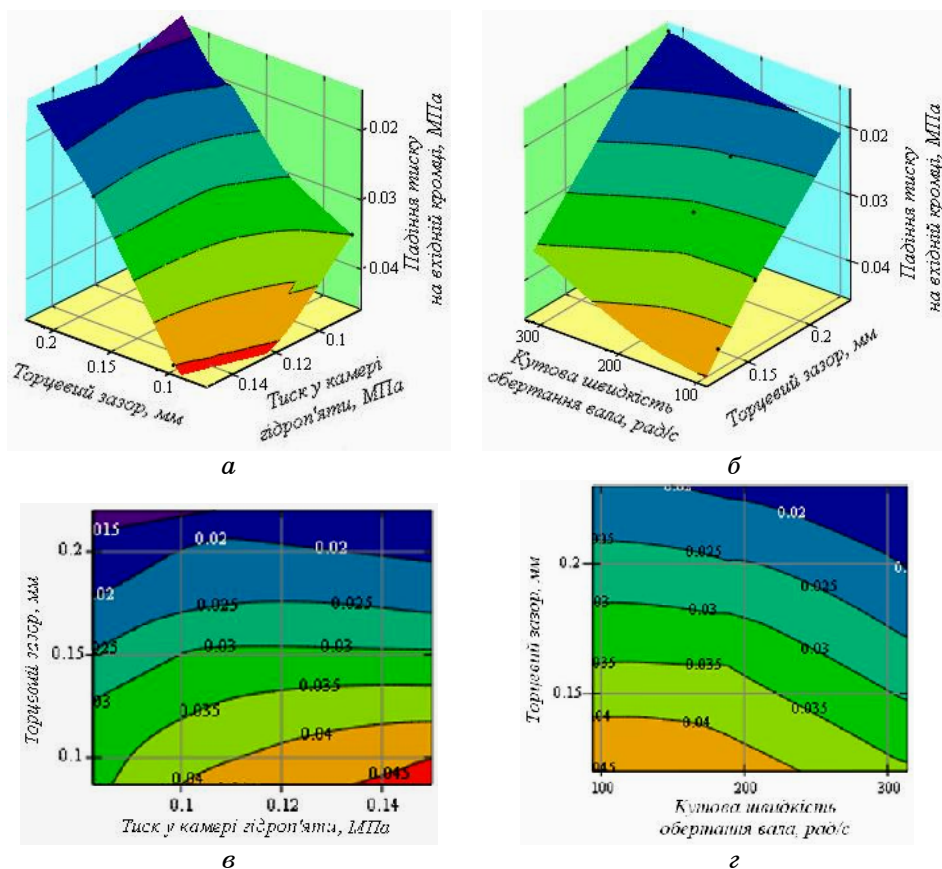


Рисунок 7 – Залежність втрат тиску на вхідній кромці від тиску у камері гідроп'яти, кутової швидкості обертання вала і величини торцевого зазору: поверхні (а-б) та ізолнії (в-г)

На рис. 3 (поз. А) показана схема вимірювання тиску по радіусу торцевого дроселя. Для цього у опорній плиті передбачений спеціальний отвір, сполучений з порожниною, тиск у якій вимірюється манометром. Довжина торцевого дроселя становить 39 мм, а опорна плита здатна переміщуватись на 42 мм. Таким чином, є можливість дослідження падіння тиску на вхідній кромці і його поновлення на вихідній кромці торцевого дроселя завдяки виходу спеціального отвору на 1,5 мм у порожнини до і після торцевої шпарини.

На рис. 8 показано визначений експериментальним шляхом розподіл тиску у торцевому дроселі. На вхідній кромці відбувається зниження тиску, а на вихідній кромці – його поновлення.

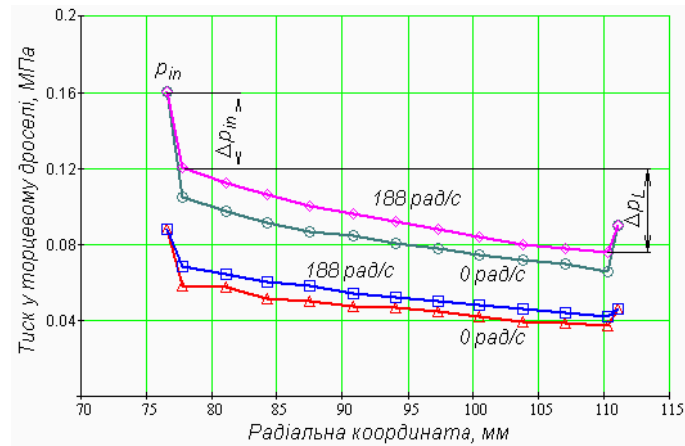


Рисунок 8 – Розподіл тиску по радіусу торцевого дроселя

Як видно з рис. 7-8, при збільшенні частоти обертання вала місцеві гідравлічні втрати зменшуються. Це пояснюється збільшенням торцевого зазору зі збільшенням кутової швидкості обертання вала (рис. 5).

3. Визначення коефіцієнтів гідравлічних втрат

Попередньо визначені експериментальні залежності дозволяють у аналітичний спосіб визначити коефіцієнти гідравлічних втрат. Втрата тиску на подолання рідиною опору торцевого каналу, обумовленого дотичними напруженнями на стінках, пропорційна швидкісному напору [5]:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho \bar{v}_r^2}{2}, \quad (1)$$

де ρ – густина рідини, кг/м³; ζ – коефіцієнт гідравлічного опору, \bar{v}_r – осереднена по торцевому зазору h радіальна швидкість течії, м/с. Наведена залежність є формулою Вейсбаха, а коефіцієнт опору

$$\zeta = \lambda \frac{L}{2h} \quad (2)$$

пропорційний відношенню довжини L торцевого дроселя до подвійної величини торцевого зазору h . Коефіцієнт пропорційності носить назву коефіцієнта Дарсі. Він розраховується за формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{C}{Re^n} \quad (3)$$

і залежить від режиму руху течії, тобто від числа Рейнольдса та параметрів C і n , числові значення яких зведені до таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри формули Блазіуса

Режим руху течії:	Ламінарний	Турбулентний	Автомодельний
Число Рейнольдса:	< 2300	>> 2300	$\sim 10^5 \dots 10^7$
Коефіцієнт C :	64	0,307	0,06
Показник n :	1	0,24	0

Виражаючи осереднену по торцевому зазору радіальну швидкість \bar{v}_r , через число Рейнольдса

$$Re = \frac{\bar{v}_r \cdot h}{\nu}, \quad (4)$$

$$(1) \quad (2) - (3)$$

$$Re = \left(\frac{4h^3 \Delta p_L}{C \rho \nu^2 L} \right)^{\frac{1}{2-n}}, \quad (5)$$

$$\lambda = \left[C^2 \left(\frac{4h^3 \Delta p_L}{\nu^2 L} \right)^{-n} \right]^{\frac{1}{2-n}}. \quad (6)$$

$$d_{in} = 0,149 \quad ; \quad d_{out} = 0,227 \quad ; \quad L = 0,039 \quad ;$$

$$= 1000 \quad / \quad 3, \quad ; \quad = 1 \cdot 10^{-6} \quad 2/ \quad .$$

$$. \quad 9. \quad ,$$

$$p_L = 0,04$$

$$h = 0,2$$

$$= 0,06.$$

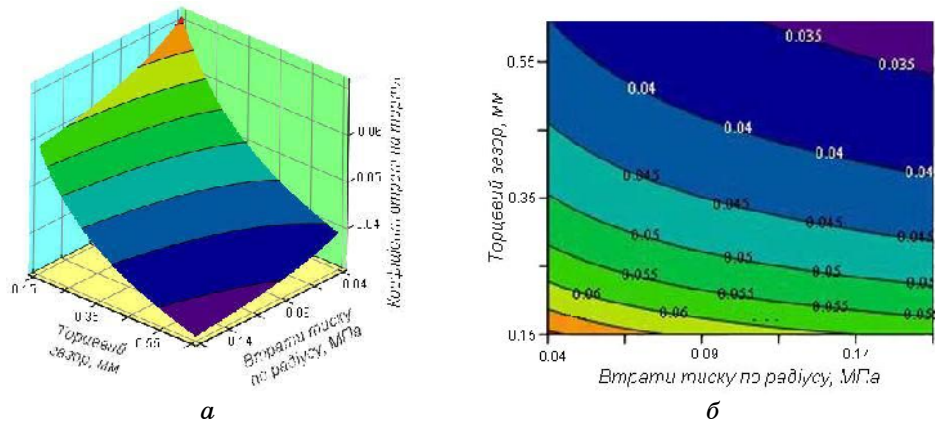


Рисунок 9 – Коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя по радіусу торцевого дротеля: апроксимаційна поверхня (а) та ізолнії (б)

(1),
 \bar{v}_r^{in}

$$\bar{v}_r^{in} = \frac{Q}{\pi d_{in} h} \quad (7)$$

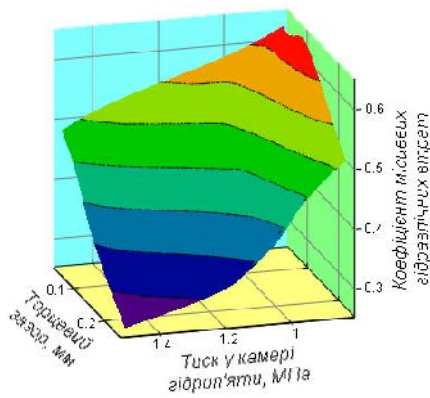
(7) (1),

$$\zeta_{in} = \frac{2\pi^2 d_{in}^2 h^2}{\rho Q^2} \Delta p_{in'} \quad (8)$$

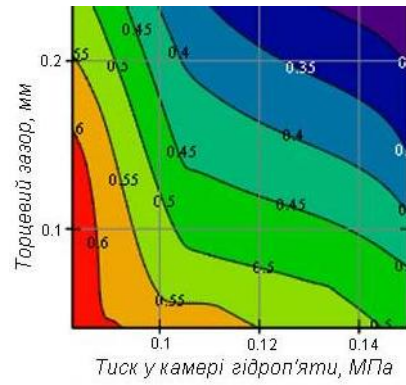
p_{in} –

$p_{in} = 0,12$

$h = 0,15$
 $d_{in} = 0,4$



а



б

Рисунок 10 – Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат на вхідній кромці: апроксимаційна поверхня (а) та ізолнії (б)

$\zeta_{in'} = 4\%$

EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE AUTOMATIC ROTOR-BALANCING DEVICE OF THE CENTRIFUGAL PUMP

I.V. Pavlenko,

Sumy State University, Department of General Mechanics and Dynamics of Machines,

Sumy, Ukraine

E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

In this paper the results of experimental research of determine the coefficients of local losses and friction losses obtained from the static and flow characteristics and the curve of pressure distribution on the radius of axial throttle are stated.

Keywords: *experiment, axial throttle, static characteristics, flow characteristics, hydraulic losses.*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

И.В. Павленко,

Сумский государственный университет, г. Сумы

E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

В работе приведены результаты экспериментальных исследований по определению коэффициентов местных потерь и потерь на трение на основании статической и расходной характеристик, а также кривой распределения давления по радиусу торцового дросселя.

Ключевые слова: *эксперимент, торцовый дроссель, статическая характеристика, расходная характеристика, гидравлические потери*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Korczak A. Badania układów równoważących nacisków osiowych w wielostopniowych pompach od rodkowych / A. Korczak.– Politechnika Łódzka, 2005.– 161 s.
2. ... / ... // XXI ... , 2009. – ... 19 – 20. 15-
3. UA 56307. / ... , 2009. – ... 19 – 20.
4. ... 10.01.2011, ... 1. ...
5. ... // ... / ... , 2005.– 416 s.

Надійшла до редакції 10 вересня 2012 р.