

ISSN 1729-4959

МАШИНОЗНАВСТВО

MECHANICAL ENGINEERING

ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ ЩОМІСЯЧНИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ І ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ



Українська асоціація видавців
журнально-газетної справи
"Асоціація Прес" (Ukrainian Association of Publishers of the Press and Periodicals Industry "Association of Press")
Київ, Україна
2011

Українська асоціація видавців
журнально-газетної справи
"Асоціація Прес" (Ukrainian Association of Publishers of the Press and Periodicals Industry "Association of Press")
Київ, Україна
2011

Всеукраїнський щомісячний
науково-технічний і виробничий
журнал

Висвітлюються результати теоретичних і
експериментальних досліджень у галузях:

Динаміка та міцність машин
Матеріалознавство
Математичне моделювання й обчислювальні
методи
Механіка деформівного твердого тіла
Захист матеріалів від корозії
Конструювання, розрахунок, випробування
та надійність машин
Системи приводів
Тертя та зношування в машинах
Технологія машинобудування
Розрахований на викладачів вищих закладів
освіти, наукових працівників, аспірантів і спеці-
алістів машинобудівної промисловості.

Редакційна колегія:

О. Андрейків, член-кор. НАН України,
проф., д. т. н.,

М. Бобир, проф., д. т. н.,

О. Гачкевич, проф., д. ф.-м. н.,

С. Гутиря, проф., д. т. н.,

І. Дмитрах, член-кор. НАН України,
проф., д. т. н.,

М. Дмитриченко, проф., д. т. н.,

В. Кир'ян, член-кор.

НАН України, проф., д. т. н.,

Б. Кіндрацький, проф., д. т. н.,

І. Кузьо, проф., д. т. н.,

Р. Кушнір, член-кор. НАН України,
проф., д. ф.-м. н.,

В. Малащенко, проф., д. т. н.,

В. Марцинковський, проф., д. т. н.,

О. Осташ, проф., д. т. н.,

В. Палаш, проф., к. т. н.,

В. Панасюк, академік НАН України,
проф., д. т. н.,

В. Похмурський, член-кор.

НАН України, проф., д. т. н.,

З. Стоцько, проф., д. т. н.,

В. Струтинський, проф., д. т. н.,

Г. Сулим, проф., д. ф.-м. н.,

Г. Тріш, доц., к. т. н.,

Є. Харченко, проф., д. т. н.

М. Шульженко, проф., д. т. н.

Адреса редакції: 79058, м. Львів-58,
а/с 6758. E-mail: me@in.lviv.ua

Рекомендовано вченою радою ТзОВ
"КІНПАТРІ ЛТД", прот. №5 від 30.10.13р.

При повному або частковому
передрукуванні матеріалів посилання
на "Машинознавство" є обов'язковим.

З М І С Т

3. *Мартиненко Г.* Особливості аналізу динаміки ротора детандер-компресорного агрегату в магнітних підшипниках за допомогою різних дискретних моделей

8. *Kim A., Пасіка Р., Комаров С.* Оптимізація форми перехідної ділянки кулачка з використанням сплайнів

12. *Пукач П., Нетребич З., Сохан П.* Нелінійні коливання необмеженої балки під дією сил опору

19. *Сулим Г., Турчин І., Колодій В.* Нестационарні коливання прожого середовища з циліндричною вкладкою під дією змінного в часі силового навантаження

24. *Григоров О., Стрижак В.* Оцінка збільшення терміну служби металокопструкції кранів при застосуванні частотного приводу

29. *Грабовський Р., Федорович І.* Оцінка умов експлуатації газопроводу з експлуатаційними дефектами

34. *Ревенко В.* Дослідження напруженого стану і міцності локально навантажених восьмикутних пластин

39. *Чабан А.* Інтердисциплінарне моделювання електромеханічних перехідних процесів у задачах маглев транспорту

46. *Павленко І.* Аналіз динаміки запірно-зрівноважувального пристрою ротора багатосхідчастого відцентрового насоса для турбулентного режиму руху рідини

53. *Петрина Д.* Вплив технологічних чинників на надійність з'єднання "зубок – шарошка"

56. *Богун Л., Кузін М.* Вплив параметрів структури наплавлених покриттів на контактну довговічність вузлів тертя в умовах граничного мащення

62. *Яким Р., Петрина Ю., Яким І.* Прогресивні підходи у вдосконаленні технології виготовлення тришарошкових бурових доліт

68. *Яциняк І.* Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини

74. *Кривий П., Тимошенко Н., Шарик М., Крупа В.* Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні при її точінні або розточуванні

82. *Лесик О.* Вплив податливості до трансверсальних зсуву та стиснення на температурні напруження в композитних пластинах

84. *Інформація для авторів*

The journal is dedicated to the following problems:

Dynamics and strength of machines
Material science
Mathematical simulation and calculation methods

Mechanics of deformable-rigid body
Corrosion protection of materials
Design, calculations, testing and reliability of machines

Drive systems
Friction and wear in machines
Manufacturing engineering

The journal intended for scientists and specialists in mechanical engineering.

EDITORIAL BOARD

O. Andrejkiv
M. Bobyr
S. Gutyrva
I. Dmytrakh
M. Dmytrychenko
O. Hachkevych
V. Kiryan
B. Kindratsky
I. Kuzio
R. Kushnir
V. Malashchenko
V. Marcinkovsky
O. Ostash
V. Palash
V. Panasyuk
V. Pokchmurskyi
Z. Stocko
V. Strutynsky
G. Sulym
G. Trishch
E. Kharchenko
M. Shulzhenko

Editorial office address:

Po.Box 6758, Lviv-58, Ukraine.

Telefax: 38(032) 231-92-99

E-mail: me@in.lviv.ua

© Mechanical Engineering, 2013.

CONTENTS

3. *Martynenko G.* Features of the analysis of the rotor dynamics for expander-compressor aggregate with magnetic bearings by the instrumentality of different discrete models

8. *Kit A., Pasika V., Komarov S.* Optimization of transitional forms section of the cam using splines

12. *Pukach P., Nytrebych Z., Sokhan P.* Non-linear vibrations of unbounded beam under force of resistance

19. *Sulym H., Kolodiy V., Turchyn I.* Nonstationary vibrations of the elastic medium with cylindrical tabs under transient power load

24. *Grigorov O., Stryzhak V.* Evaluation improved durability metals crane in applying frequency drive

29. *Hrabovskyy R., Fedorovych I.* Evaluation of the operation conditions of gas pipelines with corrosion fatigue defects

34. *Revenko V.* Investigations the stress state of an octagonal plates under local loads

39. *Tchaban V.* Interdisciplinary simulation of electromechanical transients processes in maglev transport tasks

46. *Pavlenko I.* Dynamic analysis of the locking automatic rotor-balancing device of the multistage centrifugal pump for a turbulent fluid motion

53. *Petryna D.* Influence of technological factors on the reliability of the "tooth-cone" joint

56. *Bogun L., Kuzin M.* Influence of parameters of a structure of deposited coating on the contact durability of friction in the conditions of maximum lubrication

62. *Yakym R., Petryna Yu., Yakym I.* Advanced approaches to the improving of three-cone rock bits manufacturing method

68. *Yatsynyak J.* The usage of the methods of the hard for evaluation of the stress-strain state of the boring column on the curved boreholes

74. *Kryvyj P., Tymoshenko N., Sharyk M., Krupa V.* The influence of randomness filing a height microscopic surface at its turning or boring

82. *Lesyk O.* Influence of pliability to transversal deformations on the thermal stresses in composite plates

84. *Information for Authors*

І. Павленко

Сумський державний університет,
м. Суми

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ РОТОРА БАГАТОСХІДЧАСТОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ДЛЯ ТУРБУЛЕНТНОГО РЕЖИМУ РУХУ РІДИНИ

Викладена методика динамічного розрахунку запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса на основі створеної нелінійної математичної моделі, що визначає осьовий рух ротора і витoki через дроселі гідравлічного тракту. Для нелінійного аналізу осьових коливань застосовані методи Булірша-Штера, а також лінеаризації навколо положення стійкої рівноваги. Динамічна стійкість системи досліджена за критеріями Стодоли і Гурвіца.

відцентровий насос, торцевий дросель, регулятор перепаду тиску, турбулентний рух, осьова сила, динамічні характеристики

1. Вступ.

Для врівноважування осьових сил, що діють на ротор багатоступінчатих відцентрових насосів, застосовуються як розвантажувальні поршні так і системи автоматичного врівноваження – гідроп'яти. У першому випадку витoki робочої рідини обмежуються кінцевими ущільненнями, а залишкова осьова сила сприймається упорними підшипниками, що призводить до ускладнення системи осьового врівноваження ротора, зменшення її надійності й економічності.

Для перекачування сильно забруднених, агресивних або гарячих рідин застосовуються багатоступінчаті відцентрові насоси. Осьова сила, що діє на їх ротор, врівноважується автоматичним врівноважуючим пристроєм – гідроп'ятою. Надійність гідроп'ят стандартних конструкцій знижується унаслідок інтенсивного зносу циліндричних втулкових ущільнень.

У роботі [1] запропоновано принципово нову конструкцію гідроп'яти – запірно-врівноважуючий пристрій (ЗВП) ротора відцентрового насоса, що одночасно виконує функції кінцевого ущільнення і радіально-упорного гідростатичного підшипника. У роботі [2] наведені лінеаризовані рівняння динаміки спрощеної конструкції запірно-врівноважуючого пристрою для ламінарного режиму руху рідини у шпаринних ущільненнях. Результати цих робіт потребують доповнень, пов'язаних з урахуванням турбулентного режиму руху рідини і наявності у конструкції регулятора перепаду тиску (РПТ) для забезпечення незмінної різниці тиску запірною і робочого середовищ (рисунок 1).

Автоматичні системи осьового врівноважування ротора відцентрового насоса є складною гідродинамічною системою зі зворотними зв'язками, у якій за певних умов можуть виникати інтенсивні самозбуджувальні коливання, які впливають на вібраційний стан насоса у цілому [3]. Проблема динамічного розрахунку ЗВП є важливою для забезпечення надійності швидкохідних високонапірних відцентрових насосів. Цей розрахунок зводиться до визначення амплітудних і фазових частотних характеристик системи, аналізу перехідних процесів і перевірки динамічної стійкості.

В даній роботі викладена методика динамічного розрахунку ЗВП ротора багатоступінчатого відцентрового насоса з регулятором перепаду тиску для турбулентного режиму руху рідини на основі створеної математичної моделі у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь восьмого порядку.

2. Статичний розрахунок

Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою дозволяє на стадії проектування обирати геометричні параметри так, щоб у заданому діапазоні зміни осьової сили торцевий зазор і витoki знаходились у допустимих межах. Крім того, стаціонарні значення фізичних параметрів, визначені у результаті статичного розрахунку, застосовуються для аналізу динаміки ЗВП.

Статичний розрахунок заснований на розв'язанні системи рівнянь осьової рівноваги ротора насоса і штока регулятора перепаду тиску, а також рівнянь балансу витрат через дроселі гідравлічного тракту (рисунок 3):

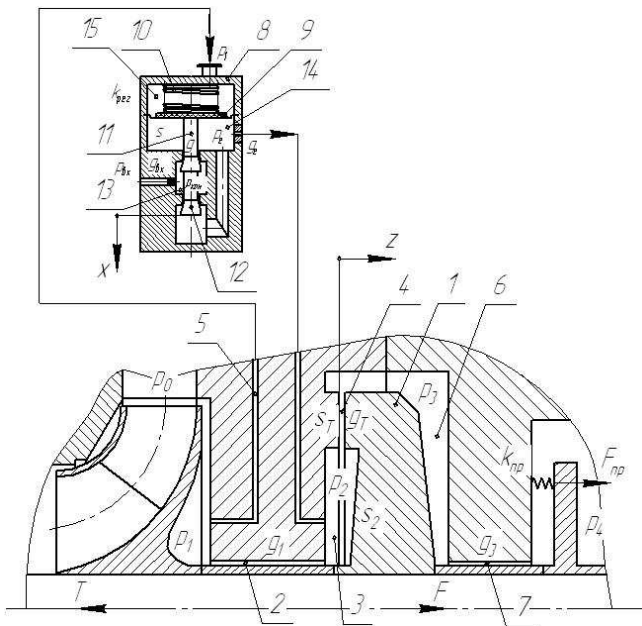


Рис. 1. Розрахункова схема врівноважуючого пристрою з регулятором перепаду тиску:

- 1 – розвантажуючий диск; 2, 7 – циліндричні дроселі; 3 – камера гідроп’яти; 4 – торцевий дросель; 5 – відвод у надмембрану камеру; 6 – порожнина за розвантажувальним диском; 8 – корпус РПТ; 9 – мембрана; 10 – пружина; 11 – шток; 12 – сідла; 13 – вхідна камера РПТ; 14, 15 – мембранні камери

$$\begin{cases} T = F + F_{np}; & s(p_e - p_1) = F_{peg}. \\ Q_{ex} = Q_{кам} = Q_e = Q_1 + Q_T = Q_1 + Q_3, \end{cases} \quad (1)$$

де T – сумарна осьова сила, що діє на ротор, F_{np} , F_{peg} – зусилля попередньої деформації пружних елементів, $F = s_e(p_2 - p_3)$ – розвантажувальна сила, що виникає у торцевому дроселі; $s_e = s_2 + 0,5s_T$ – ефективна площа, s_2 – площа під торцевим дроселем, s_T – площа торцевого дроселя, s – площа робочої поверхні мембрани; Q_{ex} – витрати рідини через вхідний дросель регулятора перепаду тиску, $Q_{кам}$ – витрати через зазор, утворений між затвором і корпусом регулятора; Q_e – витрати запірної рідини, що надходить у камеру гідроп’яти; Q_1 , Q_3 , Q_T – витрати рідини через вхідний і вихідний циліндричні дроселі гідроп’яти, а також витрати через торцевий зазор:

$$\begin{cases} Q_{ex} = g_{ax} \sqrt{p_{ex} - p_{кам}}; & Q_{кам} = g \sqrt{p_{кам} - p_e}; \\ Q_e = g_e \sqrt{p_e - p_2}; & Q_1 = g_1 \sqrt{p_2 - p_1}; \\ Q_T = g_T \sqrt{p_2 - p_1}; & Q_3 = g_3 \sqrt{p_3 - p_4}. \end{cases} \quad (2)$$

g_{ax} , g_e , $g = g_B x^{1,5}$ – провідності дроселів РПТ; g_1 , g_3 , $g_T = g_{TB} z^{1,5}$ – провідності циліндричних і торцевих дроселів; g_B , g_{TB} – базові значення провідностей, що відповідають номінальним значенням відповідних торцевих зазорів x , z ; p_1 – тиск нагнітання, p_{ex} – вхідний тиск у РПТ, p_e – тиск запірного середовища; $p_{кам}$, p_2 , p_3 – тиски у камерах; p_4 – тиск на виході ЗВП.

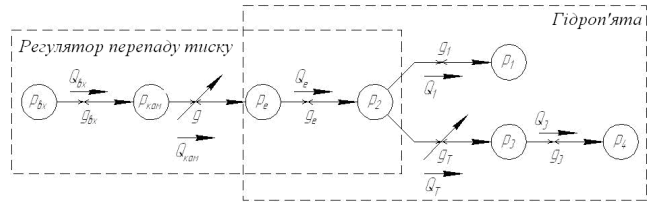


Рис. 2. Схема гідравлічного тракту

Дослідження ЗВП здійснюється із застосуванням параметрів у безрозмірній формі: безрозмірні тиск $\psi = p/p_B$, осьова сила $\tau = T/(p_B s_B) = b\psi_1$; зусилля стиснення пружних елементів $\chi = F_{np}/(p_B s_B)$, $\chi_{peg} = F_{peg}/(p_B s_B)$; площі $\sigma = s_e/s_B$, $\sigma_m = s/s_B$; зазори $u = z/z_B$, $\xi = x/z_B$, провідності $\alpha = \alpha/g_1$, витрати $q = Q/Q_{TB}$. Тут p_B – базове значення тиску, що відповідає тиску нагнітання при номінальному торцевому зазорі $z = z_B$; b – коефіцієнт пропорційності; Q_{TB} – витрати рідини через торцевий дросель при $z = z_B$.

З урахуванням виразів (2) система рівнянь (1) у безрозмірному вигляді

$$\begin{cases} \sigma(\psi_2 - \psi_3) = b\psi_1 - \chi; \\ \alpha_{e1} \sqrt{\psi_e - \psi_2} = \sqrt{\psi_2 - \psi_1} + \alpha_{TB1} u^{3/2} \sqrt{\psi_2 - \psi_3}; \\ \alpha_{TB1}^2 u^3 (\psi_2 - \psi_3) = \alpha_{31}^2 (\psi_3 - \psi_4); \\ \sigma_m (\psi_e - \psi_1) = \chi_{peg}; \\ \alpha_{ax1}^2 (\psi_{ax} - \psi_{кам}) = \alpha_{B1}^2 \xi^3 (\psi_{кам} - \psi_e); \\ \alpha_{B1}^2 \xi^3 (\psi_{кам} - \psi_e) = \alpha_{e1}^2 (\psi_e - \psi_2). \end{cases} \quad (3)$$

дає змогу визначати статичні і витратні характеристики: залежність торцевого зазору u від тиску нагнітання ψ_1 ; перевищення тиску запірного середовища над тиском нагнітання $\delta\psi = \psi_e - \psi_1$; загальний перепад тиску на регуляторі $\Delta\psi_{peg} = \psi_{ax} - \psi_{кам}$ і його золотнику $\delta\psi_{peg} = \psi_{кам} - \psi_e$; витрати запірного середовища q_e та інші параметри ЗВП.

Аналітичні вирази статичних характеристик:

$$\begin{cases} u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{TB1}^2} \left(\frac{\sigma}{b\psi_1 - \chi} \Delta\psi_{T3} - 1 \right)}; & \delta\psi \equiv \psi_e - \psi_1 = \frac{\chi_{peg}}{\sigma_m}; \\ \psi_2 = \psi_4 + \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \left(1 + \frac{\alpha_{TB1}^2}{\alpha_{31}^2} u^3 \right); & \psi_3 = \psi_4 + \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \frac{\alpha_{TB1}^2}{\alpha_{31}^2} u^3; \end{cases} \quad (4)$$

$$\psi_{кам} = \psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1}^2}{\alpha_{ax1}^2} [\delta\psi - (\psi_2 - \psi_1)]; \quad \psi_e = \psi_1 + \delta\psi;$$

$$\xi = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{e1}^2}{\alpha_{B1}^2} \frac{\delta\psi - (\psi_2 - \psi_1)}{\psi_{ex} - \left(1 + \frac{\alpha_{e1}^2}{\alpha_{ax1}^2} \right) (\psi_1 + \delta\psi) + \frac{\alpha_{e1}^2}{\alpha_{ax1}^2} \psi_2}}$$

Сумарний перепад тиску через торцевий і додатковий циліндричний дросель $\Delta\psi_{T3} = [B - (B^2 - AC)^{0,5}]/A$ визначається через параметри

$$\begin{cases} A = (\alpha_{e1}^2 + \alpha_{31}^2 - 1)^2 + 4\alpha_{e1}^2; \\ B = [\alpha_{e1}^2 (\delta\psi + \Delta\psi) - \Delta\psi + \alpha_{31}^2 \Delta\psi_T] (\alpha_{e1}^2 + \alpha_{31}^2 - 1) + 2\alpha_{e1}^2 (\delta\psi + 2\Delta\psi); \\ C = [\alpha_{e1}^2 (\delta\psi + \Delta\psi) - \Delta\psi + \alpha_{31}^2 \Delta\psi_T]^2 + 4\alpha_{e1}^2 (\delta\psi + \Delta\psi) \Delta\psi, \end{cases} \quad (5)$$

де $\Delta\psi = \psi_1 - \psi_4$ – повний перепад тиску на ЗВП.

Аналітичні вирази витратних характеристик:

$$q_{ex} = q_{кам} = q_e = \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{31}} \sqrt{\frac{\psi_e - \psi_2}{\psi_{3B} - \psi_4}}; \quad (6)$$

$$q_T = q_3 = \sqrt{\frac{\psi_3 - \psi_4}{\psi_{3B} - \psi_4}}; \quad q_1 = \frac{1}{\alpha_{31}} \sqrt{\frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_{3B} - \psi_4}},$$

де ψ_{3B} – значення тиску ψ_3 при $z = z_B$.

ЗВП є статично стійким, про що свідчить додатний знак коефіцієнта гідростатичної жорсткості

$$\kappa_u = -\frac{\partial \psi_1}{\partial u} = 3u^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \frac{\alpha_{e1}^2}{\alpha_{31}^2} \left(\frac{\Delta\psi_{T3}}{\psi_1 - \chi/b} - \frac{\partial \Delta\psi_{T3}}{\partial \psi_1} \right)^{-1} \quad (7)$$

для усього діапазону зміни торцевого зазору.

Надійна робота ЗВП можлива за умови $\psi_2 > \psi_1$, коли робоче середовище не проникає у камеру гідроп'яті ($q_1 > 0$), принаймні, на номінальному режимі ($\psi_1 = 1$). Крім того, максимально допустимий тиск нагнітання $\psi_1^{\max} > 1$ має перевищувати значення $\psi_1 = 1$:

$$\delta\psi > \psi_4 + \frac{b - \chi}{\sigma} \left[1 + \alpha_{TB1}^2 u^3 \left(\frac{1}{\alpha_{e1}^2} + \frac{1}{\alpha_{31}^2} \right) \right] - 1;$$

$$\psi_1^{\max} = \frac{\delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \left[1 + \alpha_{TB1}^2 u^3 \left(\frac{1}{\alpha_{e1}^2} + \frac{1}{\alpha_{31}^2} \right) \right]}{\frac{b}{\sigma} \left[1 + \alpha_{TB1}^2 u^3 \left(\frac{1}{\alpha_{e1}^2} + \frac{1}{\alpha_{31}^2} \right) \right] - 1} > 1. \quad (8)$$

3. Приклад статичного розрахунку

Для чисельних розрахунків обрана конструкція багатоступінчатого відцентрового насоса ПЗ 600-300 з такими номінальними параметрами: подача $Q_n = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$, тиск нагнітання $p_n = 32,3 \text{ МПа}$, осьова сила $T_n = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Н}$. Робоча рідина – вода (густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$). Геометричні розміри: діаметри циліндричних втулок $d_{u1} = 90 \text{ мм}$, $d_{u3} = 135 \text{ мм}$; довжини циліндричних втулок $l_{u1} = 143 \text{ мм}$, $l_{u3} = 92 \text{ мм}$; зазори у втулкових ущільненнях $h_{u1} = h_{u3} = 0,25 \text{ мм}$; внутрішній і зовнішній діаметри розвантажувального диска $d_2 = 200 \text{ мм}$, $d_3 = 280 \text{ мм}$; базове значення торцевого зазору $z_B = 0,12 \text{ мм}$; тиск за додатковим циліндричним ущільненням $p_4 = 0$.

Площі перерізів рідинного шару у циліндричних і торцевому дроселях $f_{u1} = \pi d_{u1} h_{u1} = 7,1 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2)$, $f_{u3} = \pi d_{u3} h_{u3} = 1,1 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$, $f_T = 0,5\pi(d_2 + d_3)h_{TB} = 8,6 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2)$. Коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині шпаринних ущільнень $\zeta = 1,5$, $\lambda = 0,06$. Сумарні коефіцієнти гідравлічних втрат $\zeta_{u1} = \zeta + 0,5\lambda l_{u1} / h_{u1} = 18,7$, $\zeta_T = \zeta + 0,25\lambda(d_3 - d_2) / h_{TB} = 12,0$, $\zeta_{u3} = \zeta + 0,5\lambda l_{u3} / h_{u3} = 12,5$. Провідності дроселів:

$$g_1 = f_{u1} / (0,5\rho\zeta_{u1})^{1/2} = 7,3 \cdot 10^{-7} (\text{Па}^{-1/2} \cdot \text{м}^3 / \text{с}),$$

$$g_3 = f_{u3} / (0,5\rho\zeta_{u3})^{1/2} = 1,3 \cdot 10^{-6} (\text{Па}^{-1/2} \cdot \text{м}^3 / \text{с}),$$

$$g_{TB} = f_T / (0,5\rho\zeta_T)^{1/2} = 1,1 \cdot 10^{-6} (\text{Па}^{-1/2} \cdot \text{м}^3 / \text{с}).$$

Базова площа $s_B = T_n / p_n = 0,01 (\text{м}^2)$. Безрозмірні площі:

$$\sigma = 0,25\pi[(d_2^2 - d_{u1}^2) + 0,5(d_3^2 - d_2^2)] / s_B = 3,9, \quad \sigma_M = 0,01$$

Безрозмірна сила віджимного пристрою $\chi = 0,01$.

Відношення провідностей $\alpha_{TB1} = g_{TB} / g_1 = 1,5$,

$$\alpha_{31} = g_3 / g_1 = 1,8, \quad \alpha_{ex1} = 3,0, \quad \alpha_{B1} = 1,25, \quad \alpha_{e1} = 2,5.$$

Безрозмірний тиск і його перепад: $\psi_{ex} = 4$, $\psi_4 = 0$,

$\Delta\psi = \psi_1$. Мінімально допустимий перепад тиску з

першої умови (8) $\delta\psi = 0,7$; обираємо $\delta\psi = 1$.

Статичні і витратні характеристики ЗВП наведені на рисунках 3-5. Область надійної роботи ЗВП обмежена тиском $\psi_1 = 2,5$, що відповідає другій умові (8).

При зміні тиску нагнітання у діапазоні $\pm 50\%$ від номінального значення витрати запірного середовища змінюються на $\pm 7\%$, через торцевий і додатковий циліндричний дроселі – на $\pm 15\%$, через циліндричний дросель за останнім робочим колесом насоса – на $\pm 25\%$; величина ζ змінюється на $\pm 14\%$, а торцевий зазор u – на $\pm 9\%$. Останнє вказує на те, що статична характеристика є жорсткою.

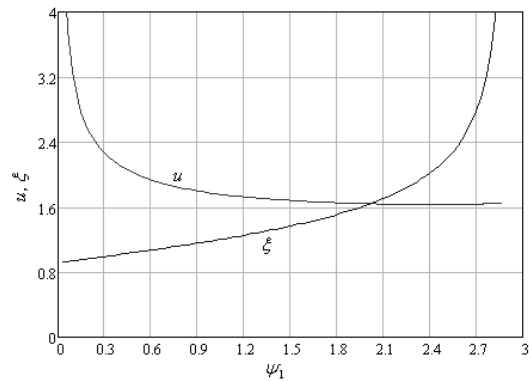


Рис. 3. Статичні характеристики

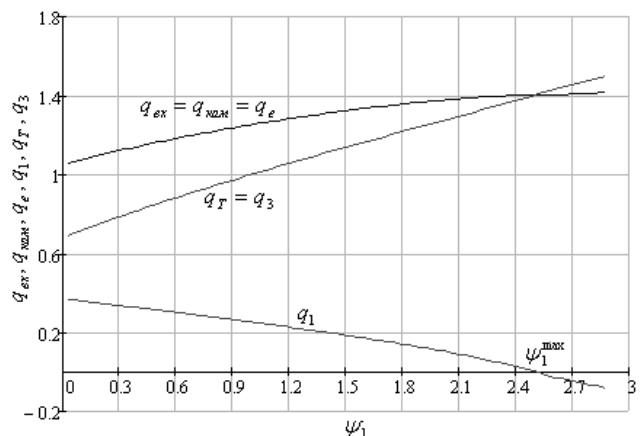


Рис. 4. Витратні характеристики

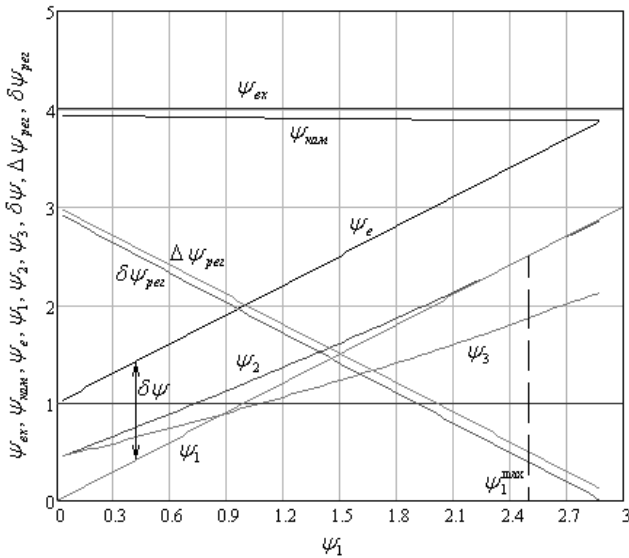


Рис. 5. Безрозмірні тиски у камерах ЗВП

4. Динамічний розрахунок

Динамічний розрахунок ЗВП полягає у визначенні динамічних характеристик системи «ротор – система авторозвантаження» на підставі рівнянь осевого руху ротора і штока регулятора перепаду тиску, а також рівнянь балансу витрат через дроселі з урахуванням нестационарних складових:

$$\begin{aligned} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z &= F - T + F_{np}; \\ m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pec} x(t) &= F_{pec} - s_M (p_e - p_1), \\ Q_{ex} &= Q_{kam} + s_c \dot{x} + \frac{V_{kam}}{E} \dot{p}_{kam} = Q_e - s\dot{x}(t) + \frac{V_M}{E} \dot{p}_e = \\ &= Q_1 + Q_T + s_3 \dot{z} + \frac{V_2}{E} \dot{p}_2; Q_T = Q_3 - (s_2 + s_T) \dot{z} + \frac{V_3}{E} \dot{p}_3, \end{aligned} \quad (9)$$

де m_p , m_0 – маси ротора насоса і штока РПТ; k_{np} , k_{pec} – коефіцієнти жорсткості пружних елементів; c_z , c_x – коефіцієнти демпфірування; s_c – площа контактної поверхні сідла РПТ; V_{kam} , V_M , V_2 , V_3 – об'єми порожнин гідравлічного тракту; E – модуль пружності запірного середовища. Система рівнянь динаміки ЗВП

$$\begin{cases} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = s_3 (p_2 - p_3) - T + F_{np}; \\ m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pec} x = F_{pec} - s(p_e - p_1); \\ g_{ex} \sqrt{p_{ex} - p_{kam}} = g_B \xi^{3/2} \sqrt{p_{kam} - p_e} + s_c \dot{x} + \frac{V_{kam}}{E} \dot{p}_{kam}; \\ g_B \xi^{3/2} \sqrt{p_{kam} - p_e} = g_e \sqrt{p_e - p_2} - s\dot{x} + \frac{V_M}{E} \dot{p}_e; \\ g_e \sqrt{p_e - p_2} = g_1 \sqrt{p_2 - p_1} + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} + s_3 \dot{z} + \frac{V_2}{E} \dot{p}_2; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} = g_3 \sqrt{p_3 - p_4} - (s_2 + s_T) \dot{z} + \frac{V_3}{E} \dot{p}_3 \end{cases} \quad (10)$$

є нелінійною і не може бути розв'язана аналітично. Тому подальші дослідження проводяться чисельно за допомогою метода Булірша-Штера, а також шляхом лінеаризації змінних у часі фізичних параметрів

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{10} + \delta p; T = T_0 + \delta T; z = z_0 + \delta z; x = x_0 + \delta x; \\ p_{kam} &= p_{kam} + \delta p_{kam}; p_e = p_{e0} + \delta p_e; p_2 = p_{20} + \delta p_2; \\ p_3 &= p_{30} + \delta p_3; u = u_0 + \delta u; \xi = \xi_0 + \delta \xi \end{aligned} \quad (11)$$

відносно їх стаціонарних значень, визначених у результаті статичного розрахунку (з індексом «0»). Система рівнянь динаміки у варіаціях

$$\begin{cases} K_1 (T_1^2 \delta \ddot{u} + 2\zeta_1 T_1 \delta \dot{u} + \delta u) = \sigma (\delta \psi_2 - \delta \psi_3) - \delta \psi_1; \\ K_2 (T_2^2 \delta \ddot{\xi} + 2\zeta_2 T_2 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) = -\sigma_M (\delta \psi_e - \delta \psi_1); \\ T_3 \delta \dot{\psi}_{kam} + \delta \psi_{kam} + K_4 (T_4 \delta \ddot{\xi} + \delta \xi) = K_3 \delta \psi_e; \\ T_5 \delta \dot{\psi}_e + \delta \psi_e = K_6 (T_6 \delta \ddot{\xi} + \delta \xi) + K_5 \delta \psi_{kam} + K_7 \delta \psi_2; \\ T_7 \delta \dot{\psi}_2 + \delta \psi_2 + K_8 (T_8 \delta \ddot{u} + \delta u) = K_9 \delta \psi_e + K_{10} \delta \psi_3 + K_{11} \delta \psi_1; \\ T_9 \delta \dot{\psi}_3 + \delta \psi_3 = K_{12} (T_{10} \delta \ddot{u} + \delta u) + K_{13} \delta \psi_2 \end{cases} \quad (12)$$

містить постійні часу $T_{1...10}$, коефіцієнти затухання $\zeta_{1,2}$ і посилення $K_{1...13}$:

$$\begin{aligned} T_1 &= \sqrt{\frac{m_p}{k_{np}}}; T_2 = \sqrt{\frac{m_0}{k_{pec}}}; T_3 = \frac{2V_{kam}/E}{\frac{g_{ex}}{\sqrt{p_{ex} - p_{kam0}}} + \frac{g_B \xi_0^{3/2}}{\sqrt{p_{kam0} - p_{e0}}}}; \\ T_4 &= \frac{2s_c z_B}{3g_B \sqrt{\xi_0 (p_{kam0} - p_{e0})}}; T_5 = \frac{2V_M/E}{\frac{g_B \xi_0^{3/2}}{\sqrt{p_{kam0} - p_{e0}}} + \frac{g_e}{\sqrt{p_{e0} - p_{20}}}}; \\ T_6 &= \frac{2s_z z_B}{3g_B \sqrt{\xi_0 (p_{kam0} - p_{e0})}}; T_7 = \frac{2V_2/E}{\frac{g_e}{\sqrt{p_{e0} - p_{20}}} + \frac{g_1}{\sqrt{p_{20} - p_{10}}} + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}}}; \\ T_8 &= \frac{2s_3 z_B}{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}; T_9 = \frac{2V_3/E}{\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30} - p_4}}}; \\ T_{10} &= \frac{2(s_2 + s_T) z_B}{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}; \zeta_1 = \frac{c_z}{2k_{np} T_1}; \zeta_2 = \frac{c_x}{2k_{pec} T_2}; \\ K_1 &= \frac{k_{np} z_B}{p_B s_B}; K_2 = \frac{k_{pec} z_B}{p_B s_B}; K_3 = \frac{g_B \xi_0^{3/2}}{g_{ex} \sqrt{p_{ex} - p_{kam0}} + g_B \xi_0^{3/2}}; \\ K_4 &= \frac{3g_B \sqrt{\xi_0 (p_{kam0} - p_{e0})}}{p_B \left(\frac{g_{ex}}{\sqrt{p_{ex} - p_{kam0}}} + \frac{g_B \xi_0^{3/2}}{\sqrt{p_{kam0} - p_{e0}}} \right)}; K_5 = \frac{g_B \xi_0^{3/2}}{g_B \xi_0^{3/2} + g_e \sqrt{\frac{p_{kam0} - p_{e0}}{p_{e0} - p_{20}}}}; \\ K_6 &= \frac{3g_B \sqrt{\xi_0 (p_{kam0} - p_{e0})}}{p_B \left(\frac{g_B \xi_0^{3/2}}{\sqrt{p_{kam0} - p_{e0}}} + \frac{g_e}{\sqrt{p_{e0} - p_{20}}} \right)}; K_7 = \frac{g_e}{g_B \xi_0^{3/2} \sqrt{\frac{p_{e0} - p_{20}}{p_{kam0} - p_{e0}}} + g_e}; \\ K_8 &= \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}{p_B \left(\frac{g_e}{\sqrt{p_{e0} - p_{20}}} + \frac{g_1}{\sqrt{p_{20} - p_{10}}} + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} \right)}; \end{aligned} \quad (13)$$

$$K_9 = \frac{g_e}{g_e + g_1 \sqrt{\frac{p_{e0} - p_{20}}{p_{20} - p_{10}} + g_{TB} u_0^{3/2} \sqrt{\frac{p_{e0} - p_{20}}{p_{20} - p_{30}}}}};$$

$$K_{10} = \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{g_e \sqrt{\frac{p_{20} - p_{30}}{p_{e0} - p_{20}} + g_1 \sqrt{\frac{p_{20} - p_{30}}{p_{20} - p_{10}} + g_{TB} u_0^{3/2}}}}};$$

$$K_{11} = \frac{g_1}{g_e \sqrt{\frac{p_{20} - p_{10}}{p_{e0} - p_{20}} + g_1 + g_{TB} u_0^{3/2} \sqrt{\frac{p_{20} - p_{10}}{p_{20} - p_{30}}}}};$$

$$K_{12} = \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0(p_{20} - p_{30})}}{p_B \left(\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30} - p_4}} \right)}; K_{13} = \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{g_{TB} u_0^{3/2} + g_3 \sqrt{\frac{p_{20} - p_{30}}{p_{30} - p_4}}}.$$

Залежно від характеру зміни з часом зовнішнього впливу ψ_1 досліджуються перехідні, амплітудні і фазові частотні характеристики.

Система рівнянь (12) в операторній формі

$$N(p)\delta U = \delta \Psi \quad (14)$$

містить матрицю операторів диференціювання

$$N(p) = \begin{bmatrix} K_1(T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1) & 0 & 0 & 0 & -\sigma & \sigma \\ 0 & K_2(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1) & 0 & \sigma_M & 0 & 0 \\ 0 & K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6(T_6 p + 1) & -K_5 & T_5 p + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8(T_8 p + 1) & 0 & 0 & -K_9 & T_7 p + 1 & -K_{10} \\ -K_{12}(T_{10} p + 1) & 0 & 0 & 0 & -K_{13} & T_9 p + 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

і вектор реакції системи $\delta U = \{\delta u \delta \xi \delta \psi_{кам} \delta \psi_e \delta \psi_2 \delta \psi_3\}^T$ на зовнішню дію $\delta \Psi = \{-1 \sigma_M 0 0 K_{11} 0\}^T \delta \psi_1$. За вектором реакції, який є розв'язком рівняння (14)

$$\delta U = [N(p)]^{-1} \delta \Psi, \quad (16)$$

визначається вектор передатних функцій $W(p) = \delta U / \delta \psi_1$. Якщо у вираз $W(p)$ підставити $p = i\omega$ (i – мнима одиниця, ω – кутова швидкість обертання ротора), отримаємо вектор частотних передатних функцій, модулі і аргументи яких є відповідно амплітудними і фазовими частотними характеристиками (АЧХ і ФЧХ)

$$A_{u,\xi,кам,e,2,3}(\omega) = |W(i\omega)_{1,2,3,4,5,6}|; \quad (17)$$

$$\varphi_{u,\xi,кам,e,2,3}(\omega) = \arg[W(i\omega)_{1,2,3,4,5,6}].$$

У процесі роботи відцентрового насоса найбільш несприятливою умовою роботи ЗВП є зовнішня ступінчата дія $\psi_1(t) = 0,5(1 + \text{sign}t)$. Як результат, будуються перехідні характеристики із застосуванням чисельного методу Булірша-Штера.

На стадії проектування ЗВП необхідно обирати співвідношення фізичних і геометричних параметрів, виходячи із забезпечення умов динамічної стійкості – здатності приймати відповідно до заданого постійного

навантаження стаціонарні значення регульованих величин при зникненні змінного у часі впливу.

Динамічна стійкість досліджується одночасно за двома критеріями – Стодоли і Гурвіца. За першим з них мають бути додатними коефіцієнти $a_{0...8}$ характеристичного поліному $|N(p)| = a_0 p^8 + a_1 p^7 + \dots + a_8$, за другим – усі головні діагональні мінори $\Delta_{1...6}$ матриці

$$\Delta = \begin{bmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 \end{bmatrix} \quad (18)$$

5. Приклад динамічного розрахунку

Вихідними даними динамічного аналізу є параметри, визначені у результаті статичного розрахунку, а також додаткові параметри: $m_p = 250$ кг, $m_0 = 2$ кг, $E = 2,2 \cdot 10^9$ Па, $V_{кам} = V_M = V_2 = 6,3 \cdot 10^{-4}$ м³, $V_3 = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м³; динамічна в'язкість запірної рідини $\mu = 0,001$ Па·с; коефіцієнт демпфірування [4] $c_z = 0,1\pi\mu(d_3^2 - d_2^2)^2/z_B^3 = 2,9 \cdot 10^5$ (Н·с/м); $c_x = 1,5 \cdot 10^5$ Н·с/м. Інші параметри: $T_1 = 2,9$ мс, $T_2 = 0,8$ мс, $T_3 = 0,2$ мс, $T_4 = 10^{-4}$ мс, $T_5 = 1,1$ мс, $T_6 = 10^{-3}$ мс, $T_7 = 0,4$ мс, $T_8 = 0,7$ мс, $T_9 = 1$ мс, $T_{10} = 1$ мс; $\zeta_1 = 1,4$, $\zeta_2 = 3,1$; $K_1 = 0,01$, $K_2 = 0,01$, $K_3 = 0,04$, $K_4 = 0,21$, $K_5 = 0,29$, $K_6 = 1,42$, $K_7 = 0,71$, $K_8 = 0,25$, $K_9 = 0,23$, $K_{10} = 0,59$, $K_{11} = 0,18$, $K_{12} = 0,34$, $K_{13} = 0,79$.

На рисунках 6-9 побудовані АЧХ і ФЧХ.

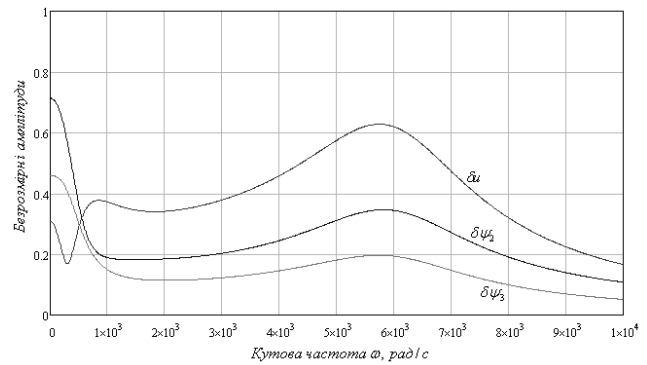


Рис. 6. АЧХ коливань ротора і пульсацій тисків

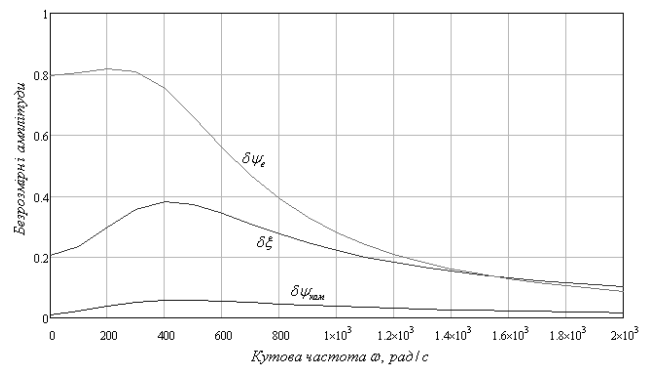


Рис. 7. АЧХ коливань штока РПТ і пульсацій тисків

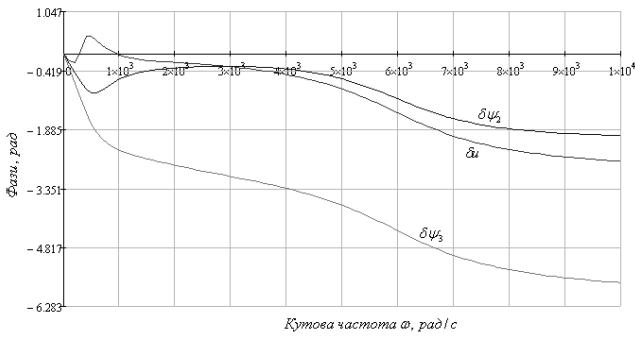


Рис. 8. ФЧХ коливань ротора і пульсацій тисків

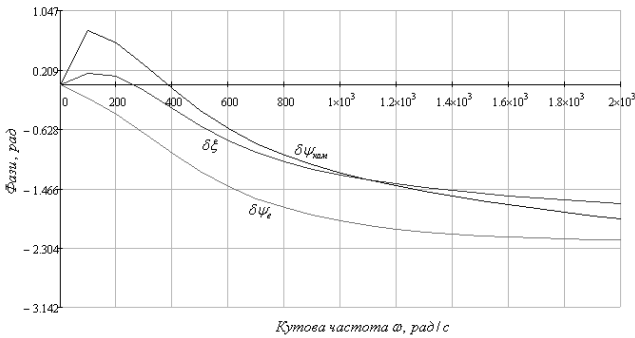


Рис. 9. ФЧХ коливань штока РПТ і пульсацій тисків

Резонансна частота осьових коливань ротора становить 5800 рад/с. На рисунку 10 представлені перехідні характеристики ЗВП. Час регулювання має порядок 10 мс. Перерегулювання осьового переміщення ротора становить 33%.

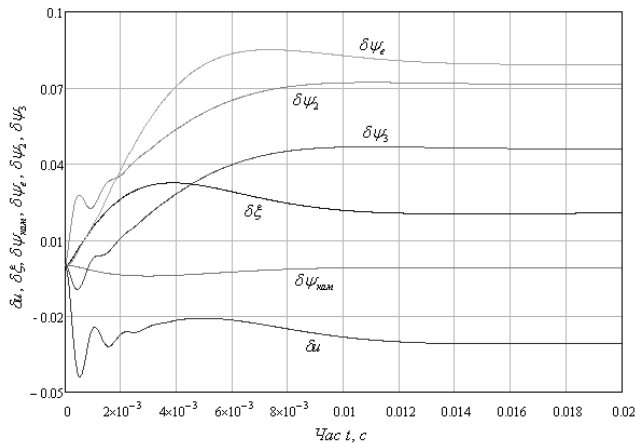


Рис. 10. Перехідні характеристики

Характеристичний поліном $|N(p)| = a_0 p^8 + \dots + a_8$ має додатні коефіцієнти $a_0 \dots a_8$ і мінори $\Delta_{1 \dots 6}$ та зводиться до вигляду $|N(p)| = a_0 p^8 + a_1 p^7 + \dots + a_8$, де p_0 – оператор диференціювання по безрозмірному часу $\theta = t/t_0$ ($t_0 = 10$ мс – час регулювання). Коефіцієнти $a_0 \dots a_4$ на декілька порядків менші за коефіцієнти $a_5 \dots a_8$: $a_0 = 4,0 \cdot 10^{-13}$, $a_1 = 7,7 \cdot 10^{-11}$, $a_2 = 6,9 \cdot 10^{-9}$, $a_3 = 4,1 \cdot 10^{-7}$, $a_4 = 1,5 \cdot 10^{-5}$, $a_5 = 2,7 \cdot 10^{-4}$, $a_6 = 2,2 \cdot 10^{-3}$, $a_7 = 8,8 \cdot 10^{-3}$, $a_8 = 1,6 \cdot 10^{-2}$. Це дає змогу понизити степінь характеристичного поліному з восьмого порядку до

третього: $|N(p)| = a_5 p^3 + \dots + a_8$. Усі умови динамічної стійкості ЗВП

$$\begin{cases} a_5 = \sigma K_2 K_8 T_2^2 T_9 (1 - K_3 K_5) > 0; \\ a_6 = \sigma K_2 K_8 T_2^2 (1 - K_3 K_5) (1 - K_{13}) > 0; \\ a_7 = \sigma (K_2 + \sigma_M K_6) (K_8 T_9 + K_{12} T_7) > 0; \\ a_8 = \sigma_M (K_6 - K_4 K_5) (1 - K_{10}) (K_1 + \sigma K_{12}) > 0; \\ \Delta_3 = \sigma K_2^2 K_8 T_2^2 (1 - K_3 K_5) (K_8 T_9 + K_{12} T_7) (1 - K_{13}) > 0, \end{cases} \quad (19)$$

виражені через постійні часу і коефіцієнти затушення та посилення, виконуються за умови $\psi_2 > \psi_1$, оскільки $K_{3,5,10,13} < 1$ і $K_6 > K_4 K_5$.

6. Висновки

Запірно-врівноважуючий пристрій ротора багатоступінчатого відцентрового насоса з регулятором перепаду тиску одночасно виконує функції кінцевого ущільнення і радіально-упорного гідростатичного підшипника з саморегульованим торцевим зазором і витоками запірної рідини. Перевагами ЗВП є те, що робочий діапазон його застосування значно ширший за традиційні пристрої осьового врівноваження ротора, оскільки величина торцевого зазору змінюється незначно при значній зміні тиску нагнітання відносно номінального значення.

У роботі викладена методика динамічного розрахунку ЗВП. На прикладі насоса ПЭ 600-300 побудовані статичні і витратні характеристики, амплітудні та фазові частотні характеристики; проаналізовані перехідні процеси, досліджені статична і динамічна стійкість. ЗВП ротора відцентрового насоса статично і динамічно стійкий за умови непроникнення робочої рідини у камеру до торцевого дроселя ($\psi_2 > \psi_1$).

Відповідним вибором геометричних розмірів конструкції ЗВП забезпечуються необхідні значення регульованих параметрів у заданому діапазоні зміни тиску нагнітання.

Наведена методика може бути використана для проектних розрахунків запірно-врівноважуючих пристроїв роторів багатоступінчатих відцентрових насосів високих подач і тисків.

Література

1. Корчак А. Использование гидропята в качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора / А. Корчак, Г. Печкис, В. А. Марцинковский // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки.– 2005.– №1.– С. 68-76.

2. Марцинковский В. А. Динамика затворной гидропята / В. А. Марцинковский, А. В. Загорулько, С. А. Мищенко // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки.– 2010.– №2.– С. 24-34.

3. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– 256 с.

4. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский.– М.: Машиностроение, 1980.– 200 с.

5. Korczak A. Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej: Zgłoszenie patentowe. Rzeczpospolita Polska. Nr. P-365432 / A. Korczak, W. A. Marcinkowski, G. Peczkis.– 20.02.2004.

I. Pavlenko

Dynamic analysis of the locking automatic rotor-balancing device of the multistage centrifugal pump for a turbulent fluid motion

*Sumy State University,
Sumy*

In this paper describes a method of dynamic analysis of the locking automatic rotor-balancing device of the multistage centrifugal pump created by non-linear mathematical model. This model determines the axial movement of the rotor and the leakage through hydraulic throttles. For the nonlinear analysis of axial oscillations applied the method of Bulirsch-Stoer. Dynamic stability of the system was investigated by criteria of Stodola and Hurwitz.

Павленко І. В. Аналіз динаміки запірно-зрівноважуючого пристрою ротора багатосхідчастого відцентрового насоса для турбулентного режиму руху рідини / І. В. Павленко // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство», 2013. – № 9–10 (195–196). – Львів : Кінпатрі ЛТД. – С. 46–52.

Інформація для авторів

Журнал “Машинознавство” визнаний ВАК України науковим фаховим виданням, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук, а також фізико-математичних наук за спеціальністю “Механіка деформівного твердого тіла”.

*Додатки до постанов президії ВАК України
№ 01-05/4 від 22 квітня 2011 р. та № 1-05/5 від 31 травня 2011 р.*

МАШИНОЗНАВСТВО

Головний редактор
Богдан Кіндрацький

Всеукраїнський щомісячний
науково-технічний і виробничий журнал

Свідоцтво про державну
реєстрацію — Серія КВ №2474
від 18.02.1997р.

Засновник і видавець
ТзОВ “КІНПАТРИ ЛТД”
за наукового сприяння
Національного університету “Львівська
політехніка” і Фізико-механічного
інституту ім. Г. В. Карпенка НАН
України.



79058, м. Львів-58, а/с 6758.
Тел./факс: (032) 231-92-99
E-mail: me@in.lviv.ua

Номер набраний і зверстаний
ТзОВ “КІНПАТРИ ЛТД”.

Віддруковано “ВКП — Фірма “ВМС”.
79013, м. Львів, вул. Чупринки, 38.

Підписано до друку 28.12.11.
Формат 60×84/8.
Папір друкарський №1.
Гарнітура Таймс. Друк різнографією.
Умов. друк. арк. 13,18. Обл.вид. арк. 14,0.
Наклад 100 прим. Зам.