

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**бакалавра**

**на тему: “Врахування результатів досліджень по напруженому стану рухомої рідини на розрахунок гідропр'яти (комплексна кваліфікаційна робота)”**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиниринг в механіці

Виконли: студенти групи КМ-71

Шерстюк В.І. Безверхий М.Ю.

Керівник: доц. Калініченко П.М.

Рецензент: зав. кафедри Загоруйко А.В.

Суми 2021

СММД

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота освітньо-кваліфікаційного рівня “бакалавр”: 58 с., 14 рис., 3 табл., 8 дж.

Об’єкт дослідження – зрівноважувальний пристрій відцентрового насосу – гідроп’ята.

Предмет дослідження – вплив напруженого стану рухомої рідини на характеристики розвантажувального пристрою насоса.

Мета дослідження – дослідити вплив напруженого стану рухомої рідини на характеристики розвантажувального пристрою відцентрового насоса.

Методи дослідження – застосовувалися відомі залежності, що базуються на традиційних допущеннях; застосовувалася одновимірна модель течії в рухомій системі координат; застосовувався інтегральний підхід до визначення рівнодійної розвантажувального диска; застосовувалися числові методи для розв’язання рівнянь алгебри.

У роботі запропонована універсальна модель розрахунку автоматичного зрівноважувального пристрою, що поєднує традиційні методи розрахунку із запропонованим. Ця методика дає більш точну інформацію про вузол осевого зрівноваження ротора не лише на робочому режимі, а й у всій області подачі насоса.

Результати апробації методики розрахунку гідроп’яти проведені на базі живильного насосу ПЕ 600–300–4.

**ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ, ОСЬОВА СИЛА, МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ, СТАТИЧНА І ВИТРАТНА ХАРАКТЕРИСТИКИ**

## ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	6
1 Огляд існуючих методів автоматичного розвантажувального пристрою.....	9
1.1 Загальний огляд методів статичного розрахунку системи зрівноваження.....	9
1.2 Статичний розрахунок зрівноважуючого вузла запропонований Марцинковським В.А. ....	13
1.3 Розрахунок зрівноважуючого вузла запропонований Ламакіним А. А. ....	18
1.4 Висновки.....	20
2 Розрахунок автоматичного розвантажувального пристрою з урахуванням обертання рідини в дроселях гідроп'яти.....	22
2.1 Витрата рідини через циліндричний дросель гідроп'яти.....	22
2.2 Витрата рідини через торцевий дросель гідроп'яти.....	24
2.3 Витрати рідини через гідроп'яту.....	27
2.4 Рівняння осьової рівноваги ротора насоса.....	29
2.5 Висновки .....	31
3 Розрахунок автоматичного розвантажувального пристрою з урахуванням напруженого стану в точці рідини .....	32
3.1 Зміна кількості руху частинки рідини з урахуванням переміщення маси за напрямками [6].....	32
3.2 Розподіл напружень в рухомій рідині [6].....	33
3.3 Витрата рідини через циліндричний дросель гідроп'яти.....	34
3.4 Витрата рідини через торцевий дросель гідроп'яти.....	35

3.5 Витрати рідини через гідроп'яту.....	39
3.6 Рівняння осьової рівноваги ротора насоса.....	41
3.7 Висновки .....	43
4 Апробація отриманих результатів по осьовому розвантаженню ротора.....	44
4.1 Технічна характеристика насоса ПЕ 600 – 300 – 4.....	44
4.2 Дослідження отриманих методів осьового розвантаження ротора	49
4.3 Висновки.....	56
Висновки.....	57
Список використаної літератури.....	58

## ВСТУП

При роботі лопатевого насосу на його ротор діє складна система сил, серед яких найбільшою за значенням являється осьова сила. Вона виникає внаслідок нерівності площ основного і покриваючих дисків робочого колеса, що знаходяться під однаковими епюрами тиску. Сила спрямована вздовж осі ротора в бік всмоктування робочого колеса. В багатоступеневих насосах вона вимірюється в десятках і навіть в сотнях тон, внаслідок чого вузли для зрівноваження осьових сил є навантаженими та енергоємними, тому розрахунок вимагає більш точної методики, яка буде враховувати більше чинників.

Для урівноваження осьової сили, яка набуває великих значень є нераціональним застосування упорних підшипників, тому для зрівноваження застосовують гідравлічні методи, які досягаються: на основі принципу симетрії розподілу тиску по поверхні колеса або ротора в цілому або застосуванням спеціальних гідравлічних систем, що забезпечує урівноваження осьової сили на всіх можливих експлуатаційних режимах роботи.

Широкого застосування набув пристрій автоматичного розвантажування (гідроп'ята). Для забезпечення її нормальної роботи необхідно, щоб ротор мав свободу осьових переміщень в межах можливих змін торцевого зазору, тому на кінцях валу встановлюються лише радіальні підшипники, а функції упорного підшипника виконує сам розвантажувальний пристрій.

Принцип роботи гідроп'яти базується на тому, що при збільшенні або зменшенні осьової сили  $T$ , яка діє на ротор, виникає відповідне осьове зміщення ротора, внаслідок чого змінюється торцевий зазор, що в свою чергу призводить до зміни зрівноважувальної сили  $F$ . Зміна величини торцевого зазору триває до тих пір, поки сила  $F$  не досягне значень осьової сили  $T$ , за даної умови ротор насоса буде статично зрівноваженим в осьовому напрямку. Таким чином, кожному значенню осьової сили, відповідає певний торцевий зазор, при якому виконується рівність  $F=T$ .

Досвід досліджень в області урівноваження осьової сили, що діє на ротор насоса, дозволив виділити основні параметри, які визначають якість вузла розвантаження. До них належить надійність на економічність. Надійність вузла розвантаження (гідроп'яти) оцінюється коефіцієнтом жорсткості, який залежить від режиму роботи торцевого зазору, економічність визначається величиною втрат потужності на гідроп'яті.

Під час роботи насосу на нерозрахункових режимах роботи і в випадках, коли осьова сила збільшується до такого значення, що зазор стає занадто малим щоб забезпечити нормальну роботу гідроп'яти виникають задири. До того ж, досліді показують, що, в середньому, фактична осьова сила в 1,4...1,7 рази перевищує розрахункову [1] і це також може бути причиною утворення задирів. Тому, знаходження параметрів гідроп'яти, які забезпечують більш точне співпадіння розрахункових і фактичних значень осьової сили, а також, при яких вплив зміни осьової сили на величину торцевого зазору буде мінімальним, є актуальною задачею.

У зв'язку з цим метою роботи є дослідження впливу напруженого стану рухомої рідини на характеристики розвантажувального пристрою відцентрового насоса.

Поставлені наступні задачі:

1. Провести аналіз відомих методик розрахунку гідроп'яти.
2. Привести методику розрахунку і виконати розрахунок гідроп'яти з урахуванням обертання рідини в дроселях вузла.
3. Розробити методику розрахунку гідроп'яти з урахуванням напруженого стану в точці рідині, і виконати розрахункові дослідження.

Предмет дослідження: вплив напруженого стану рухомої рідини на характеристики розвантажувального пристрою насоса.

Метод дослідження: застосовувалися відомі залежності, що базуються на традиційних допущеннях; застосовувалася одновимірної моделі течії в рухомої системі координат; застосовувався інтегральний підхід до визначення

рівнодійної розвантажувального диска; застосовувалися чисельні методи для розв'язання рівнянь алгебри.

У роботі запропонована універсальна модель розрахунку автоматичного зрівноважувального пристрою, що поєднує традиційні методи розрахунку із запропонованим. Ця методика дає більш точну інформацію про вузол осевого зрівноваження ротора не лише на робочому режимі, а й у всій області подач насоса.

Результати роботи можуть бути використані при розрахунку вузлів осевого розвантаження ротора багатоступеневих насосів.

Робота складається з трьох розділів.

У другому розділі розглянуто розрахунок гідроп'яти з урахуванням нелінійного розподілу тиску в торцевому зазорі.

У третьому розділі розглянуто розрахунок гідроп'яти з урахуванням напруженого стану в точці рідини.

У четвертому розділі виконано апробацію нового способу на базі живильного насосу ПС-600-300-4.

Результат роботи представлений у висновках.



# 1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ АВТОМАТИЧНОГО РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

## 1.1 Загальний огляд методів статичного розрахунку системи зрівноваження

Метою статичного розрахунку є вибір основних геометричних параметрів такими, щоб в заданому діапазоні зміни зрівноважуючої сили  $T$  торцевий зазор  $h_2$  і витрати  $q$  не виходили за допустимі межі. Необхідно, щоб величина торцевого зазору не переходила деякого мінімального значення, яке визначається точністю зборки, можливою величиною пружних деформацій елементів статора та ротора насоса при робочих навантаженнях і, нарешті, величиною температурних перекосів при переході від кімнатної температури при зборці до робочої температури. Збільшення прийнятого при розрахунку робочого значення торцевого зазору призводить до збільшення витрат та зниження об'ємного ККД. Розрахункова схема системи автоматичного зрівноваження повинна враховувати усі чинники, що роблять істотний вплив на роботу системи, і, в той же час, не повинна захаращуватися зайвими подробицями, що затрудняють аналіз і дають лише незначні кількісні поправки в результати розрахунку.

Розрахунок системи зрівноваження осьової сили представлений у різних джерелах має відмінності.

Наприклад, у книзі Чегурко [2], зазначається, що розрахунок гідроп'яти в основному базується на досвіді проектування. Основні розміри гідроп'яти (до них відносяться радіуси диска, торцевий зазор, довжина циліндричного дроселя та його зазор) приймаються по досвіду виконаних конструкцій. В цій же книзі приводиться таблиця в якій зазначені ці розміри. По вибраним параметрам проводиться перевірочний розрахунок гідроп'яти. Під час розрахунку визначаються перепади тиску в торцевому та циліндричному зазорах та витрата рідини. Вибрані розміри вважаються допустимими, якщо відносна витрата

$q_6 = q/q_{ном}$ , наприклад не перевищує 5%, а мінімально допустима величина торцевого зазору знаходиться в межах  $h_2 = (1..1,2) \cdot 10^{-3}$ .

Пфлейдерер у джерелі [3] вважає, що величина зовнішнього радіуса диска гідроп'яти та надлишковий тиск не впливають на втрати рідини, проте ці втрати пропорційні ширині торцевого зазору та коефіцієнту витрат. Тому, якщо знехтувати роботою тертя води по диску, то у відношенні втрат величина діаметра диска  $R_2$  становиться зовсім байдужою. У значно більшій мірі для зменшення втрат рідини доцільно намагатися робити зазор як можна вузким, що робиться автоматично, при наявності сильного дроселювання в постійному циліндричному зазорі. Хоча на справді найменша можлива ширина торцевого зазору повинна бути тим більшою чим більше діаметр диска, оскільки зі збільшенням диска збільшується загроза задирів при прогині валу чи неточностях при обробці та зборці насоса. Кінцева величина діаметра втулки також викликає те, що зі збільшенням діаметра диска виникає, хоча і незначне, збільшення втрат. Тому доцільно діаметр диска не робити занадто великим. Більш суттєвим є зроблений висновок, що на втрати впливають тільки розмір додаткового циліндричного дроселя, особливо його ширина.

Для того щоб втрата рідини була по можливості малою, величину торцевого зазору доцільно вибирати настільки малою наскільки це допускається надійністю роботи насоса. Тому при розрахунку зрівноважувального пристрою необхідно задатися величиною зовнішнього радіуса диска, довжиною циліндричного дроселя та шириною торцевого зазору і визначити розрахунком відповідні розміри циліндричного дроселя. До того ж, не потрібно приймати у розрахунках осьову силу занадто великою, оскільки зменшення осьового зусилля призводить до розширення зазору і тим самим до занадто великих втрат рідини.

У статичному розрахунку розглянутому у книзі Карєвої [4] значна увага приділяється температурі рідині, яка збільшується під час проходження рідини через насос і саму гідроп'яту. Щоб уникнути кавітації при русі рідини з камери за гідроп'ятою по відвідному трубопроводу у всмоктуючий патрубок насоса необхідно, щоб статичний тиск на цьому шляху перевищував тиск насиченої

пари. Зі збільшенням споживаної насосом потужності підігрів рідини в насосі збільшується. Оскільки при зменшенні подачі насоса ККД зменшується, а напір змінюється мало (низькі  $n_s$ ) або збільшується (середні і високі  $n_s$ ), то підігрів рідини посилюється.

Відвідний трубопровід гідроп'яти подає витік рідини  $q_{ГП}$  у всмоктуючий патрубок насоса. Спрямований упоперек основного потоку струмінь рідини з відвідного трубопроводу може викликати нерівномірний розподіл швидкостей на вході у відцентрове робоче колесо першого ступеня. Це приведе до зменшення ККД насоса і зменшення кавітаційних властивостей відцентрового робочого колеса. Секундна кінетична енергія потоку рідини, насоса, що поступає у всмоктуючий патрубок, складає  $\rho q_{ГП} V_{ВХ}^2 / 2$ . Очевидно, що відносна кінетична енергія  $\varepsilon = q_{ГП} (V_2 / V_{ВХ})^2$ .

Так як  $V_2 = 4q_{ГП} / \pi d_2^2$ ,  $V_{ВХ} = 4q_{ГП} / \pi D_{ВХ}^2$ , то  $\varepsilon = q_{ГП}^3 (D_{ВХ} / d_2)^2$ . Необхідно прагнути до зменшення  $\varepsilon$ .

У роботі [1] розрахунок системи зрівноваження осьової сили розвантажувальним диском полягає у виборі розмірів диску, встановленні перепаду тиску на диску та витрат рідини через систему розвантаження, визначенні розмірів ущільнень перед диском та розміру трубки відведення рідини з камери за диском.

Для цього спочатку визначається осьова сила діюча на диск гідроп'яти, а потім перепад тиску на торцевому зазорі. Допустимість отриманого значення перепаду тиску при вибраних розмірах розвантажувального диска визначається величиною витрат на розвантаження осьової сили при значенні торцевого зазору вибраного з міркування надійності.

Виходячи з величини торцевого зазору та витрат тиску в зазорі розвантажувального диска, що рівна різності тисків по обидві сторони диска, визначаються витрати.

Розміри ущільнюючого зазору по втулці диска та розміри трубки, що відводить потік з камери за диском, визначаються з умови забезпечення певної величини тиску перед сальниковим ущільненням зі сторони нагнітання. Для

надійної роботи сальникового ущільнення тиск перед ним  $p_y$ , не повинен перевищувати 5-8 атм. Більш високий тиск потребує підвищеного експлуатаційного нагляду і спеціальних набивочних матеріалів. Взавши за основу тиск при виході з останнього колеса можна визначити тиск  $p_y$ .

Прийнявши величину зазора в ущільненні втулки вала можна визначити довжину ущільнення або навпаки (чисельне значення зазора зазвичай вибирають рівним зазору в ущільненні робочих колес).

Довжину та діаметр трубки, що відводить потік з області за диском вибирають так, щоб зберегти прийняте значення  $p_y$ .

У процесі конструктивної розробки системи розвантаження осьової сили зазвичай допускають деякі відхилення від розмірів, отриманих розрахунком. Ці відхилення обумовлюються необхідністю застосування нормальних у машинобудуванні розмірів, а також відхиленнями в межах допуску на неточність виготовлення. У зв'язку з великим впливом правильності дії системи розвантаження осьової сили на надійність роботи насоса зазвичай проводять перевірочний розрахунок по кінцевим значенням розмірів.

Визначають кінцеву величину перепаду тиску, торцевий зазор, відповідний умові рівноваги ротора, і витрати. Таким чином здійснюється кінцева перевірка надійності та економічності системи зрівноваження осьової сили.

Найбільш повною є методика розроблена та удосконалена Марцинковським В.А. [5]. Ця методика включає два етапи: сам статичний розрахунок та перевірку динамічної стійкості системи.

Статичний розрахунок розглянемо нижче.

При експлуатації відцентрового насоса з автоматичним зрівноваженням можливі підвищені осьові вібрації ротора, які можна пояснити резонансами в системі ротор-авторозвантаження або коливаннями, що самозбуджуються, із-за втрати системою динамічної стійкості. Як і всяка система автоматичного регулювання, система зрівноваження осьової сили повинна мати певні динамічні якості. Тому разом із статичним розрахунком необхідно виконувати оцінку

динамічної стійкості системи ротор-розвантажувальний пристрій. Це має велике значення для забезпечення надійної роботи особливо високооборотних високонапірних насосів. Перевірка стійкості може проводитись, наприклад за допомогою умови стійкості Гурвіца. Це накладає додаткові умови на геометрію гідроп'яти.

Виходячи з розглянутих видів статичного розрахунку можна зробити висновок, що існуючі методики розрахунку гідроп'яти базуються на рівнянні осьової рівноваги ротора та рівнянні витрат рідини через вузол розвантаження. Головна відмінність у всіх розрахунках полягає в тому, які геометричні параметри гідроп'яти приймаються початково, а які розраховуються виходячи з умови рівноваги, а також які параметри вважають більш впливовими на якість роботи розвантажувального пристрою.

## **1.2 Статичний розрахунок зрівноважуючого вузла запропонований Марцинковським В.А.**

Розглянемо основні рівняння для розрахунку гідроп'яти розроблені Марцинковським В.А.

Залежність значення зазору  $x_0$  від врівноважуючої сили  $T$ , що діє на ротор являє собою статичну характеристику, яка знаходиться з умови осьової рівноваги (1.1).

$$T = F + F_{\Pi} \quad (1.1)$$

$$F_{\Pi} = k(\Delta - x_0) \quad (1.2)$$

Для розрахунку сили необхідно знати розподіл тиску на торцевій поверхні диска. Для спрощення викладок Марцинковським В.А. було прийнято, що тиски в камерах 1 та 2 (рисунок 1.1) [5] постійні по радіусу, а в торцевому зазорі 3 – змінюється лінійно від тиску  $p_2$  на радіусі  $R_2$  до тиску  $p_3$  на радіусі  $R_3$ .

Аналіз більш точної моделі [6], який враховує деформації врівноважуючого диску, довів, що похибки, які виникають внаслідок даних допущень, допустимі для інженерних розрахунків.

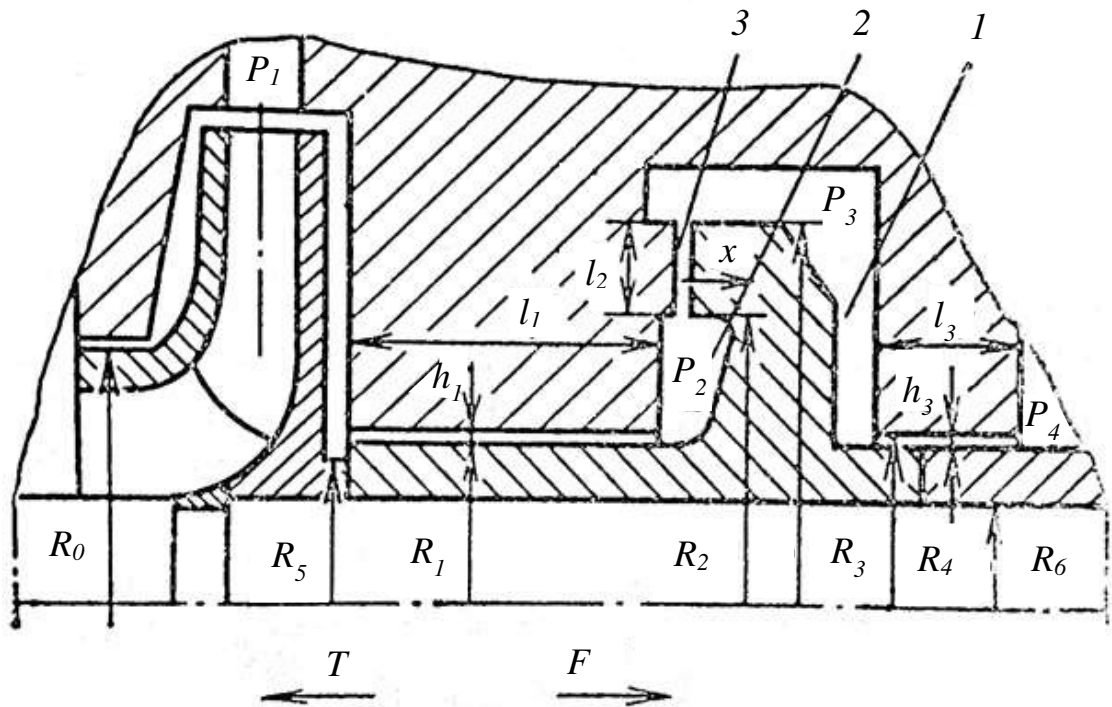


Рисунок 1.1 – Розрахункова схема системи зрівноваження

З урахуванням прийнятих допущень зрівноважуюча сила набуде вигляду:

$$F = p_2 S_2 + 0,5(p_2 + p_s) S_c - p_3 S_3 \quad (1.3)$$

де  $S_2, S_c, S_3$  – площі відповідних поверхонь (рисунок 1.1)

$$\left. \begin{aligned} S_2 &= \pi(R_2^2 - R_1^2) \\ S_3 &= \pi(R_3^2 - R_4^2) \\ S_c &= \pi(R_3^2 - R_2^2) \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Тиски  $p_2$  та  $p_3$  залежать від провідності  $g_2$  торцевого дроселя 3 (рисунок 1.1) і у сталому положенні визначаються із рівняння балансу витрат:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 \quad (1.5)$$

Витрати для турбулентної течії визначаються за формулами (1.6)

$$\begin{aligned} Q_1 &= g_1 \sqrt{p_1 - p_{20}} \\ Q_2 &= g_2(x_0) \sqrt{p_{20} - p_{30}} \\ Q_3 &= g_3 \sqrt{p_{30} - p_4} \end{aligned} \quad (1.6)$$

Виконавши підстановку (1.6) до (1.5) можна отримати рівняння для перепадів тиску:

$$p_{20} = p_1 \frac{g_1^2(g_{20}^2 + g_3^2)}{g_1^2 g_{20}^2 + g_{20}^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_{20}^2 g_3^2}{g_1^2 g_{20}^2 + g_{20}^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} \quad (1.7)$$

$$p_{30} = p_1 \frac{g_1^2 g_{20}^2}{g_1^2 g_{20}^2 + g_{20}^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_3^2(g_1^2 + g_{20}^2)}{g_1^2 g_{20}^2 + g_{20}^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} \quad (1.8)$$

де провідності визначаються за формулами [6]:

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= 2\pi R_1 h_1 \left( 0,5\rho \left[ 1,5 + \frac{\lambda l_1}{2h_1} \right] \right)^{-0,5} \\ g_{20} &= \pi(R_2 + R_3) x_0^{1,5} (0,25\rho \lambda_2 l_2)^{-0,5} \\ g_3 &= 2\pi R_4 h_3 \left( 0,5\rho \left[ 1,5 + \frac{\lambda l_3}{2h_3} \right] \right)^{-0,5} \end{aligned} \right\} \quad (1.9)$$

Провідність циліндричних дроселів постійні (не залежать від осьового положення ротора), тому дані провідності зручно записати у вигляді:

$$g_2 = g_{26} u^{1,5} \quad (1.10)$$

де  $u = x/x_6$  – безрозмірний торцевий зазор.

Базове значення торцевого зазору  $x_6$  приймають по конструктивним та технологічним міркуванням.

Було введено безрозмірний тиск:

$$\psi_i = \frac{p_i}{p_6} = \frac{p_i}{p_1 - p_4} = \frac{p_i}{p_{\text{НОМ}}} \quad (1.11)$$

З урахуванням формул (1.10) та (1.11) проміжний тиск в сталому стані можна представити у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{20} &= \frac{(1 + \alpha_{23}u_0^3)\psi_1 + \alpha_{21}u_0^3\psi_4}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23})u_0^3} \\ \psi_{30} &= \frac{\alpha_{23}u_0^3\psi_1 + (1 + \alpha_{21}u_0^3)\psi_4}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23})u_0^3} \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

де  $u_0 = x_0/x_6$ ;

$\alpha_{ij} = g_{i6}^3/g_{j6}^2$  ( $i,j=1,2,3$ ).

З урахуванням рівнянь (1.12) можна визначити безрозмірну врівноважуючу силу, що є функцією від торцевого зазору:

$$\varphi = \frac{F}{S_{\text{ВХ}}p_6} = \sigma_2\psi_2 - \sigma_3\psi_3 \quad (1.13)$$

де  $S_{\text{ВХ}} = \pi(R_0^2 - R_6^2)$

$\sigma_2 = (S_2 + 0,5S_C)/S_{\text{ВХ}}$ ;

$\sigma_3 = (S_3 - 0,5S_C)/S_{\text{ВХ}}$ .

Прийнявши  $\Delta\sigma = \sigma_2 - \sigma_3$  рівняння (1.13) переписано у вигляді:

$$\varphi = \frac{(\sigma_2 + \Delta\sigma\alpha_{23}u_0^3)\psi_1 - (\sigma_3 + \Delta\sigma\alpha_{23}u_0^3)\psi_4}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23})u_0^3} \quad (1.14)$$



Із умови осьової рівноваги (1.1) та рівняння (1.2) приймаючи до уваги, що при нормальному робочому стані  $x < \Delta$ , знайдемо безрозмірну статичну характеристику гідроп'яти:

$$u_0 = \left( \frac{\sigma_2 \psi_1 - \sigma_3 \psi_4 + \chi - \tau}{(\alpha_{21} + \alpha_{23})(\tau - \chi) - \Delta \sigma (\alpha_{23} \psi_1 + \alpha_{21} \psi_4)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.15)$$

де  $\tau = T/S_{ВХ} p_6$ ;

$\chi = k\Delta/S_{ВХ} p_6$ .

Якщо  $R_1 = R_4$ , то  $S_3 = S_2 + S_C$ ;  $\sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$ ;  $\Delta \sigma = 0$  з урахуванням цього рівняння (1.14) та (1.15) набудуть вигляду:

$$\varphi = \frac{\sigma \Delta \psi}{1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23}) u_0^3} \quad (1.16)$$

$$u_0 = \left( \frac{\sigma \Delta \psi + \chi - \tau}{(\alpha_{21} + \alpha_{23})(\tau - \chi)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (1.17)$$

Рівняння для безрозмірної зрівноважуючої сили тиску (1.14) розглянуто як регулююча дія, тоді безрозмірний коефіцієнт статичної жорсткості системи автоматичного регулювання набуде вигляду:

$$k = \frac{\partial \varphi}{\partial u_0} = -\Delta \psi \frac{3 (\sigma_2 \alpha_{21} - \sigma_3 \alpha_{23}) u_0^3}{u_0 [1 + (\alpha_{21} + \alpha_{23}) u_0^3]^2} \quad (1.18)$$

### 1.3 Розрахунок зрівноважуючого вузла запропонований Ломакіним А. А.

У книжці Ломакіна А.А. [1] запропонований розрахунок автоматичного зрівноважуючого пристрою – гідроп’яти, в якому розрахунок системи урівноваження осьової сили розвантажувальним диском зводиться до знаходження :

- 1) робочого перепаду тиску  $\Delta p$ ;
- 2) витрати  $Q_{S2}$  на розвантаження осьової сили по заданому значенню зазора;
- 3) розміру ущільнення перед диском та трубкою, відвідної витрати  $Q_{S2}$  з камери за диском, із умови роботи сальникового ущільнення зі сторони нагнітання.

Розвантажувальний диск навантажений осьовою силою, що визначається за формулою:

$$F_{\partial} = \psi f_{\partial} (p_x - p_y) = \psi \pi (R_a^2 - r_{\text{BT}}^2) \Delta p \quad (1.19)$$

де  $\psi$  - коефіцієнт, що враховує закон розподілу тиску по поверхні диску гідроп’яти.

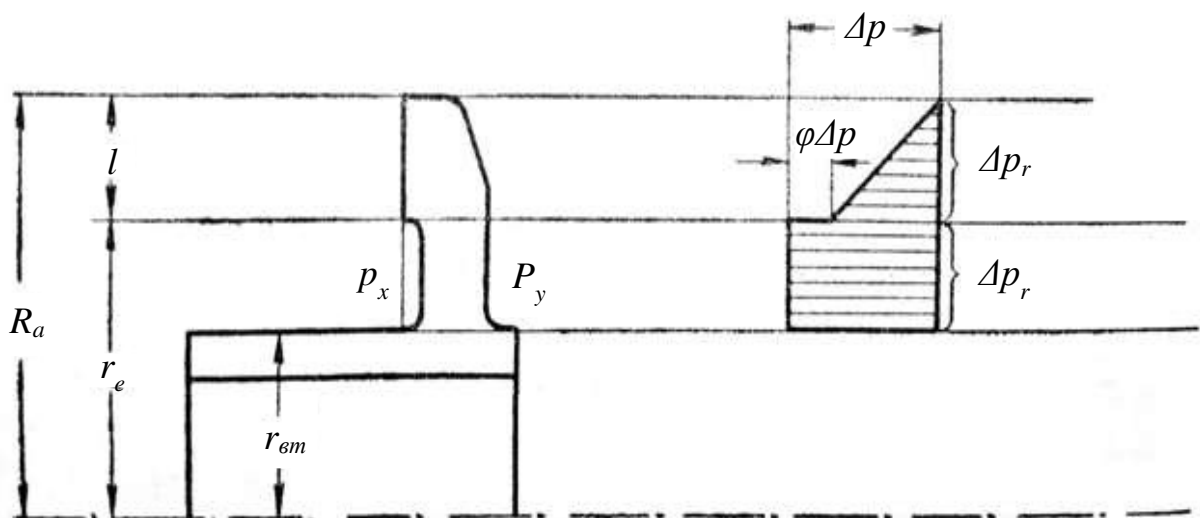


Рисунок 1.2 – Епюра різності тисків по поверхні диску

Для рівноваги ротора необхідна умова, яка визначає перепад тиску  $\Delta p$  до і після диску. Лінійна залежність  $\Delta p_r$  від  $r$  в інтервалі від  $r_e$  до  $R_a$  представлена у вигляді:

$$\Delta p_r = \Delta p(1 - \varphi) \frac{R_a - r}{R_a - r_e} \quad (1.20)$$

З урахуванням прийнятої епюри розподілу різності тисків по поверхні диску рисунок 1.2, шляхом інтегрування Ломакіним А.А. було визначено осьову силу, що діє на диск:

$$F_{\partial} = \frac{(1 - \varphi)(R_a^2 + R_a r_e) + (1 + 2\varphi)r_e^2 - 3r_{\text{BT}}^2}{3(R_a^2 - r_{\text{BT}}^2)} \pi(R_a^2 - r_{\text{BT}}^2) \Delta p \quad (1.21)$$

Порівнюючи рівняння (1.19) та (1.21) було отримано:

$$\psi = \frac{(1 - \varphi) \left(1 + \frac{r_e}{R_a}\right) + (1 + 2\varphi) \left(\frac{r_e}{R_a}\right)^2 - 3 \left(\frac{r_{\text{BT}}}{R_a}\right)^2}{3 \left(1 - \frac{r_{\text{BT}}^2}{R_a^2}\right)} \quad (1.22)$$

Із рівняння (1.19) було отримано перепад тиску в зазорі  $b_1$ :

$$\Delta p = \frac{\sum F_{zk}}{\psi \pi (R_a^2 - r_{\text{BT}}^2)} \quad (1.23)$$

Прийнятність отриманого значення  $\Delta p$  при вибраних розмірах розвантажувального диску визначається величиною витрати  $Q_{S2}$  на розвантаження осової сили при зазорі  $b_1$ , вибраного по міркуванням надійності.

Втрати тиску в шпарині розвантажувального диску, що відповідає різності тиску  $\Delta p$  з обох сторін диску, а величина зазору  $b_1$  задається з міркувань надійності системи; тому витрата  $Q_{S2}$  визначалася за формулою:

$$Q_{S2} = \mu f \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} = \mu 2\pi r_e b_1 \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (1.24)$$

де  $f$  – площа перерізу кільцевої шпарини при вході в зазор;

$\mu$  – коефіцієнт витрати.

Виконавши ряд перетворень було отримано формулу для знаходження коефіцієнту витрат:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda L r_e}{2b R_a} + \frac{r_e^2}{R_a^2} + 0,5}} \quad (1.25)$$

#### 1.4 Висновки

У цьому розділі розглянуті способи статичного розрахунку вузла гідроп'яти. Метою статичного розрахунку є вибір основних геометричних параметрів, що забезпечують економічну і надійну роботу системи зрівноваження осьових сил багатоступеневого насоса. Економічність і надійність роботи пристрою в першу чергу залежать від величини торцевого зазору між розвантажувальним диском і подушкою п'яти. Зі зменшенням торцевого зазору зменшується витік через систему розвантаження осьового тиску і підвищуються економічність але при цьому швидше зношуються кільця гідроп'яти. Тобто, параметри гідроп'яти мають бути такими, щоб в заданому діапазоні зміни зрівноважуваної сили торцевий зазор і витрати не виходили за допустимі межі.

Розглянуті методики розрахунку гідроп'яти базуються на рівнянні осьової рівноваги ротора і рівняння витрати рідини через вузол розвантаження, що представляють функції подачі (або напору) насоса, розмірів торцевого і циліндричного зазорів, а також інших геометричних параметрів гідроп'яти.

Основна відмінність в усіх розглянутих методиках розрахунку полягає в тому, які геометричні параметри гідроп'яти приймаються спочатку, а які розраховуються виходячи з умови рівноваги.

Надійність роботи вузла гідроп'яти в першу чергу визначається розміром торцевого зазору між розвантажувальним диском і подушкою п'яти. У одних методах розрахунку цей зазор приймається спочатку і виходячи з нього і деяких інших параметрів гідроп'яти визначаються інші параметри, що цікавлять. У інших, торцевий зазор визначають по іншим відомим розмірам і якщо він не задовольняє набутих значень то розрахунок перераховується зі зміненими параметрами.

Здатність зберігати номінальний торцевий зазор при зміні осьової сили має важливе значення при роботі гідроп'яти оскільки фактична осьова сила може значно відрізняється від розрахункової.

Виходячи з вище сказаного має місце уточнення розрахунку гідроп'яти яка буде надавати більш точну інформацію про осьову силу насоса, що в свою чергу призведе до уточнення значення торцевого зазору і дасть можливість уникнути виникнення контакту між подушкою і диском п'яти.

## 2 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ З УРАХУВАННЯМ ОБЕРТАННЯ РІДИНИ В ДРОСЕЛЯХ ГІДРОП'ЯТИ

### 2.1 Витрата рідини через циліндричний дросель гідроп'яти

Циліндричний дросель є циліндричною шпариною, зовнішня обойма якої, нерухома, а внутрішня має можливість обертатися з кутовою швидкістю  $\omega$ .

Розглянемо випадок, коли  $\omega=0$ . Нехай параметри потоку в перерізі 1  $P_1, v_1$ , в перерізі 2  $P_2, v_2$ , і  $P_1 > P_2$ , тобто течія проходить від перерізу 1 до перерізу 2 (рисунок 2.1).

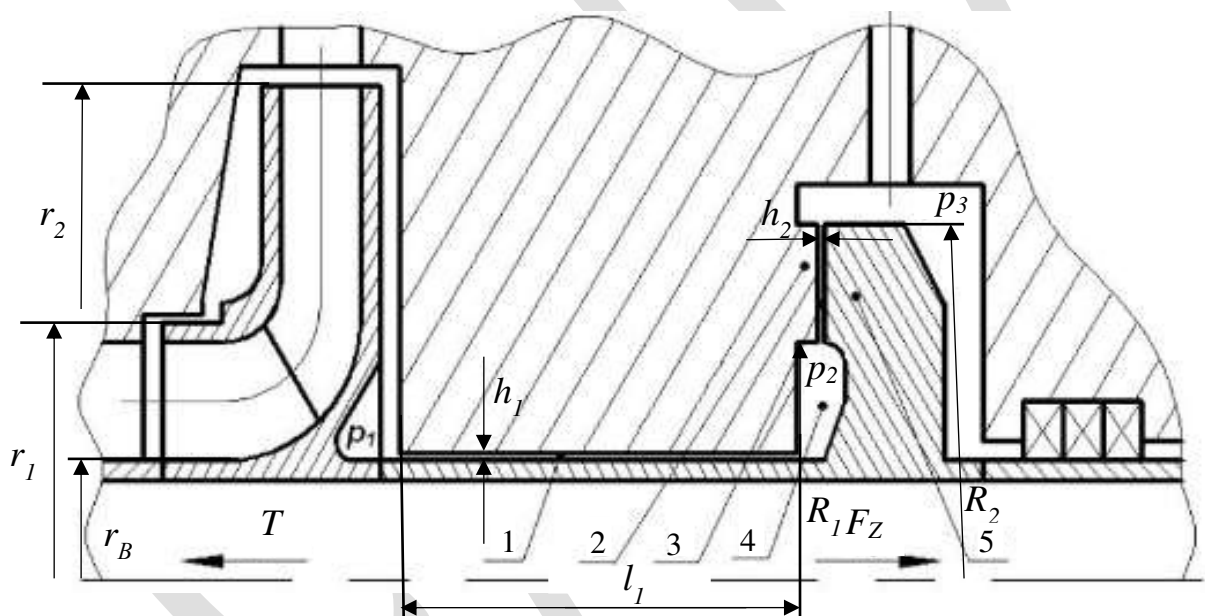


Рисунок 2.1 – Автоматичний розвантажувальний пристрій

1,3 – циліндричний та торцевий дросель відповідно, 2 – опорне кільце,  
4 – камера, 5 – розвантажувальний диск

Виберемо два перерізи, переріз 1–1 на вході і переріз 2–2 на виході з циліндричного дроселя з параметрами потоку  $P_1, v_1$ , і  $P_2, v_2$  відповідно, і запишемо рівняння Бернуллі для даних перерізів:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \widetilde{v}_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \widetilde{v}_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (2.1)$$

Нехтуючи швидкісними напорами в перерізах 1–1 і 2–2, отримаємо:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_c \quad (2.2)$$

де  $\sum h_c$  – сума витрат через циліндричний дросель.

$$\sum h_c = \zeta_1 \frac{\widetilde{v}_1^2}{2g} \quad (2.3)$$

де  $\zeta_1$  – коефіцієнт опору циліндричного дроселя.

$$\zeta_1 = \left( \zeta_{\text{ВХ}} + \lambda_1 \frac{l_1}{2h_1} + \zeta_{\text{ВИХ}} \right) \frac{\widetilde{v}_1^2}{2g} \quad (2.4)$$

тут:  $\zeta_{\text{ВХ}} = 0,5$ ;  $\zeta_{\text{ВИХ}} = 1$ ;  $\lambda_1 = 0,04$ .

Таким чином отримаємо:

$$\widetilde{v}_1 = (0,5\rho\zeta_1)^{-0,5} \sqrt{P_1 - P_2} \quad (2.5)$$

З урахуванням того, що:

$$\widetilde{v}_1 = \frac{q_1}{S_1} = \frac{q_1}{\pi(R_0 + h_1)^2 - \pi R_0^2} = \frac{q_1}{2\pi R_0 h_1} \quad (2.6)$$

Отримано вираз для витрат рідини через циліндричний дросель:

$$q_1 = 2\pi R_0 h_1 (0,5\rho\zeta_1)^{-0.5} \sqrt{P_1 - P_2} = g_1 \sqrt{P_1 - P_2} \quad (2.7)$$

де  $g_1$  – провідність циліндричного дроселя.

## 2.2 Витрата рідини через торцевий дросель гідроп'яти

Торцевий дросель гідроп'яти є торцевим зазором, одна із стінок якої (підп'ятник) є нерухомою, а інша (диск гідроп'яти) обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , рівною кутовій швидкості обертання ротора (рисунок 2.1).

Нехай параметри потоку в перерізі 3  $P_3, v_3$ , в перерізі 4  $P_4, v_4$ , і  $P_3 > P_4$ , тобто течія проходить від перерізу 3 до перерізу 4.

Для перерізу 3–3 на вході і перерізу 4–4 на виході з торцевого дроселя з параметрами потоку  $P_3, v_3$ , і  $P_4, v_4$  відповідно, запишемо рівняння Бернуллі.

$$\frac{P_3}{\gamma} + \frac{\alpha_3 \widetilde{v}_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{\alpha_4 \widetilde{v}_4^2}{2g} - \frac{u_4^2}{2g} \quad (2.8)$$

Нехтуючи швидкісними напорами в перерізах 3–3 і 4–4, отримаємо:

$$\frac{P_3}{\gamma} - \frac{u_3^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} - \frac{u_4^2}{2g} + \sum h_{3-4} \quad (2.9)$$

де  $\sum h_{3-4}$  – сума витрат через торцевий дросель;

$u_3, u_4$  – швидкість обертання рідини в перерізах 3–3, 4–4 відповідно.

$$u_3 = \omega_{\text{ж}} R_1 = \frac{\omega}{2} R_1 \quad (2.10)$$

$$u_4 = \omega_{\text{ж}} R_2 = \frac{\omega}{2} R_2 \quad (1.11)$$



З урахуванням (2.10) та (2.11) рівняння (2.9) набуде вигляду:

$$\frac{P_3}{\gamma} - \frac{P_4}{\gamma} = \frac{\omega^2 R_1^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_2^2}{8g} + \sum h_{3-4} \quad (2.12)$$

Запишемо вираз для суми витрат через торцевий дросель:

$$\sum h_{3-4} = \left( \zeta_{\text{ВХ}} \frac{\widetilde{v}_3^2}{2g} + h_\delta + \zeta_{\text{ВИХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \right) \quad (2.13)$$

де  $h_\delta$  – витрати по довжині торцевого дроселя.

Рівняння на елементі довжини торцевої щілини  $dr$  визначаються по формулі Дарсі-Вейсбеха:

$$dh_\delta = \lambda_2 \frac{dr}{2h_2} \frac{v^2}{2g} \quad (2.14)$$

З рівняння нерозривності виразимо значення змінної швидкості  $v$  через значення швидкості на виході  $v_4$ .

$$2\pi v r h_2 = 2\pi R_2 \widetilde{v}_4 h_2 \quad (2.15)$$

$$v = \widetilde{v}_4 \frac{R_2}{r} \quad (2.16)$$

Вираз (2.14) з урахуванням рівняння (2.16) перепишемо у вигляді:

$$h_\delta = \int_{R_1}^{R_2} dh_\delta = \int_{R_1}^{R_2} \lambda_2 \frac{dr}{2h_2} \frac{\widetilde{v}_4^2 R_2^2}{2g r^2} = \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \quad (2.17)$$

З рівняння нерозривності виразимо значення змінної швидкості  $v_3$  через значення швидкості на виході  $v_4$ .

$$\widetilde{v}_3 S_3 = \widetilde{v}_4 S_4 \quad (2.18)$$

$$2\pi\widetilde{v}_3 R_1 h_2 = 2\pi R_2 \widetilde{v}_4 h_2 \quad (2.19)$$

$$\widetilde{v}_3 = \widetilde{v}_4 \frac{R_2}{R_1} \quad (2.20)$$

З урахуванням цих виразів сума втрат через торцевий дресель (2.13) набуде вигляду:

$$\sum h_{3-4} = \left( \zeta_{\text{ВХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2 R_2^2}{2g R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} + \zeta_{\text{ВИХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \right) \quad (2.21)$$

На підставі експериментів коефіцієнт місцевого опору на вході в торцевий дресель  $\zeta_{\text{ВХ}} = 0,15 \div 0,25$ . Зазвичай приймають  $\zeta_{\text{ВХ}} = 0,2$ . Коефіцієнт місцевого опору на виході  $\zeta_{\text{ВИХ}} = 1$ .

Гідравлічний коефіцієнт тертя  $\lambda_2$  торцевих щілини, для турбулентного режиму течії, вважатимемо постійним і приймемо  $\lambda_2 = 0,06$ .

Таким чином отримаємо:

$$\sum h_{3-4} = \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \left( 0,2 \frac{R_2^2}{R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + 1 \right) \quad (2.22)$$

З виразу (2.12) з урахуванням (2.22) виразимо  $\widetilde{v}_4$ :

$$\widetilde{v}_4 = (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (2.23)$$

де  $\zeta_2$  – коефіцієнт опору торцевого дроселя.

$$\zeta_2 = 0,2 \frac{R_2^2}{R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + 1 \quad (2.24)$$

З рівняння (2.25) виразимо витрати через торцевий дросель:

$$\widetilde{v}_4 = \frac{q_2}{S_2} = \frac{q_2}{\pi(R_2 + h_2)^2 - \pi R_2^2} = \frac{q_2}{2\pi R_2 h_2} \quad (2.25)$$

$$q_2 = g_2 \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (2.26)$$

де  $g_2$  – провідність торцевого дроселя.

$$g_2 = 2\pi R_2 h_2 (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \quad (2.27)$$

### 2.3 Витрати рідини через гідроп'яту

Розглянемо вузол гідроп'яти, що включає в себе послідовно розташовані циліндричний і торцевий дроселі (рисунок 2.1).

Витрати рідини через весь вузол гідроп'яти визначається з рівняння балансу витрат.

$$q = q_1 = q_2 \quad (2.28)$$

Витрати через циліндричний дросель:

$$q_1 = 2\pi R_0 h_1 (0,5\rho\zeta_1)^{-0,5} \sqrt{P_1 - P_2} = g_1 \sqrt{P_1 - P_2} \quad (2.29)$$

Витрати через торцевий дросель:

$$q_2 = 2\pi R_2 h_2 (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (2.30)$$

Виконавши підстановку рівнянь (2.29) та (2.30) до рівняння (2.28) отримаємо:

$$g_1 \sqrt{P_1 - P_2} = g_2 \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (2.31)$$

Оскільки тиск в торцевому зазорі змінюється за параболічним законом, то тиск  $P_3$  знайдемо по формулі:

$$P_3 = P_2 + \frac{\rho\omega^2}{8} (R_1^2 - R_0^2) \quad (2.32)$$

Вираз (2.31) з урахуванням (2.32) перепишемо у вигляді:

$$g_1^2 (P_1 - P_2) = g_2^2 \left( P_2 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right) \quad (2.33)$$

З виразу (2.33) виразимо тиск  $P_2$ .

$$P_2 = \frac{g_1^2 P_1 + g_2^2 \left( P_4 - \frac{\rho\omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right)}{g_1^2 + g_2^2} \quad (2.34)$$

Виконавши підстановку виразу для знаходження тиску  $P_2$  (2.34) до балансу витрат (2.28) отримаємо вираз для витрати рідини через вузол гідроп'яти:

$$q = g_1 \sqrt{P_1 - \frac{g_1^2 P_1 + g_2^2 \left( P_4 - \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right)}{g_1^2 + g_2^2}} =$$

$$= \frac{g_1 g_2}{\sqrt{g_1^2 + g_2^2}} \sqrt{P_1 - P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2)} \quad (2.35)$$

Виразимо перепад тиску через напір і введемо еквівалентну провідність.

$$P_1 - P_4 = \gamma(H - H_1^{\text{дин}}) \quad (2.36)$$

$$g_\epsilon = \frac{g_1 g_2}{\sqrt{g_1^2 + g_2^2}} \quad (2.37)$$

З урахуванням (2.36) та (2.37) отримаємо остаточну формулу для визначення витрат рідини через гідроп'яту:

$$q = g_\epsilon \sqrt{\gamma(H - H_1^{\text{дин}}) + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2)} \quad (2.38)$$

## 2.4 Рівняння осьової рівноваги ротора насоса

Основним рівнянням статичного розрахунку являється рівняння осьової рівноваги ротора:

$$T_z i + F_z = 0 \quad (2.39)$$

де  $T_z$  – проекція осьової сили, що діє на ступінь насоса;

$i$  – кількість ступенів насоса;

$F_z$  – проекція зрівноважуючої сили розвантажувального диска на вісь  $z$ .

Осьова сила визначається інтегруванням незрівноваженої частини епюри тиску (рисунок 2.2)

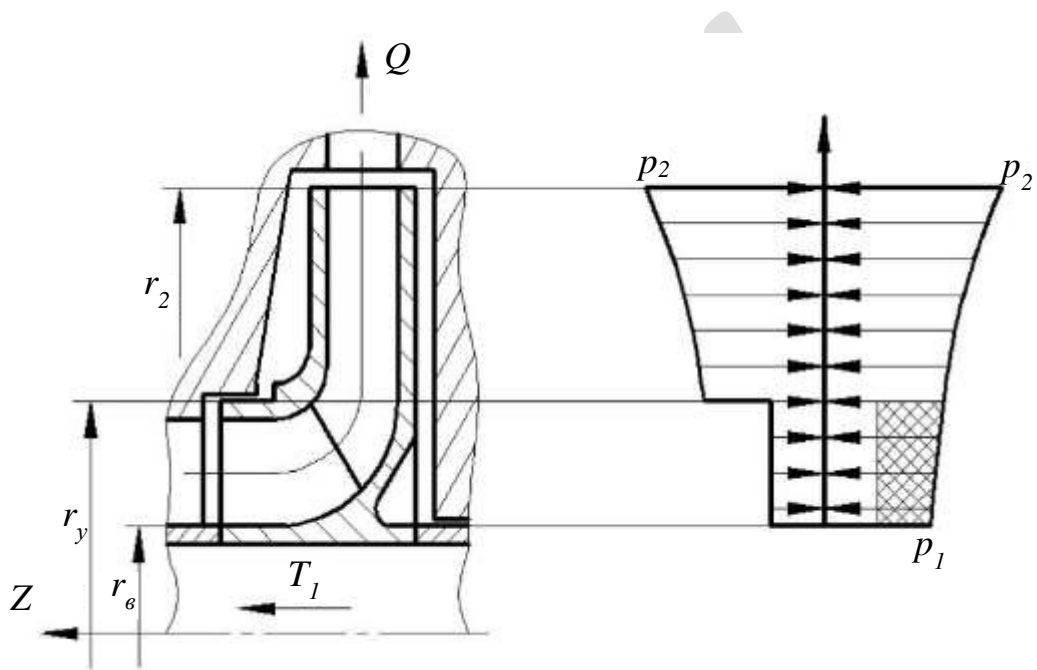


Рисунок 2.2 – Схема розподілу тисків

$$T_z = \gamma \pi (r_1^2 - r_B^2) \left( H_{1p} - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_B^2}{2} \right) \right) \quad (2.40)$$

Розподіл тисків по диску гідроп'яти виразимо через тиск  $P_4$ , і враховуючи витрати отримаємо:

$$P_1(r) = P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (r^2 - R_2^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 R_2^2 h_2^2} \zeta_2 \quad (2.41)$$

$$P_2(r) = P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - R_2^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 R_2^2 h_2^2} \left( 1 - \frac{R_2^2}{r^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{R_2} \right) \right) \quad (2.42)$$

$$P_3(r) = P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - R_2^2) \quad (2.43)$$

Виконавши інтегрування виразів (2.41-2.43) для розподілу тисків по диску гідроп'яти на відповідних радіусах, отримаємо зрівноважуючу силу розвантажувального диска:

$$F_z = - \int_{R_0}^{R_1} 2\pi P_1(r) dr - \int_{R_1}^{R_2} 2\pi P_2(r) dr + \int_{R_0}^{R_2} 2\pi P_3(r) dr \quad (2.44)$$

$$F_z = - \frac{\rho q^2}{8\pi h_2^2} \left( 1 - \frac{R_1^2}{R_2^2} - 2 \ln \frac{R_2}{R_1} + \lambda_2 \frac{(R_2 - R_1)^2}{2h_2 R_2} + \zeta_2 \frac{(R_1^2 - R_0^2)}{R_2^2} \right) \quad (2.45)$$

Прийнята при розрахунку розвантаження осьової сили диска схема конструкції може бути видозмінена. У відповідності до цього повинні змінюватися і розрахункові формули.

## 2.5 Висновки

Отримані розрахункові залежності для визначення осьової сили яка діє на диск гідроп'яти з урахуванням обертання рідини в дроселях гідроп'яти, для подальшого аналізу їх впливу в порівнянні з методиками, що їх не враховують.

### 3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ З УРАХУВАННЯМ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ В ТОЧЦІ РІДИНИ

#### 3.1 Зміна кількості руху частинки рідини з урахуванням переміщення маси за напрямками [6]

Зміну кількості руху частинки рідини  $\delta m$  подано у вигляді суми двох доданків. Зміни кількості руху, обумовленого поступальним переміщенням маси:

$$\frac{d\vec{q}_m}{dt} = \frac{d\delta\tilde{m}}{dt} \vec{V} = \frac{d\delta\tilde{m}_x}{dt} V_x \vec{i} + \frac{d\delta\tilde{m}_z}{dt} V_z \vec{k} \quad (3.1)$$

де  $\delta\tilde{m}$  – маса, що переноситься.

За формулою (3.1) швидкість зміни маси, що переноситься  $\frac{d\delta\tilde{m}}{dt}$  являє собою тензорну величину:

$$\frac{d\vec{q}_m}{dt} = \frac{d\delta\tilde{m}}{dt} \vec{V} = \begin{vmatrix} \frac{d\delta\tilde{m}_x}{dt} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d\delta\tilde{m}_y}{dt} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d\delta\tilde{m}_z}{dt} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{vmatrix} \quad (3.2)$$

Приймаючи (3.3) зміна кількості руху, обумовлена переносом маси в напрямку осі  $x$ , набуде вигляду (3.4):

$$\frac{d\delta\tilde{m}_x}{dt} = \rho \frac{dV_x}{dt} dy \cdot dz \cdot dt = \frac{\delta m}{V_x} \frac{dV_x}{dt} \quad (3.3)$$



$$\frac{d\delta\tilde{m}_x}{dt}V_x = \delta m \frac{dV_x}{dt} = \delta m \left( \frac{\partial V_x}{\partial x}V_x + \frac{\partial V_y}{\partial y}V_y + \frac{\partial V_z}{\partial z}V_z \right) = \delta m(\vec{V} \cdot \nabla)V_x \quad (3.4)$$

Виконавши аналогічні викладки за двома іншими осями, отримаємо:

$$\frac{d\vec{q}m}{dt} \delta m(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} \quad (3.5)$$

де  $(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V}$  – конвекційне прискорення.

Таким чином, зміна кількості руху частинки рідини, при її русі в неоднорідному полі швидкості, прийме вигляд:

$$\frac{d\vec{q}}{dt} = \frac{d\vec{q}_V}{dt} + \frac{d\vec{q}_m}{dt} = \delta m \frac{d\vec{V}(t)}{dt} + \delta m \frac{d\vec{V}(\vec{r}, t)}{dt} = \delta m \left[ \frac{d\vec{V}}{dt} + (\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} \right] \quad (3.6)$$

### 3.2 Розподіл напружень в рухомій рідині [7]

Згідно з роботами авторів, по зміні кількості руху частинки рідини запишемо:

$$\delta m\vec{F} + d\vec{P}_x\Delta S_x + d\vec{P}_y\Delta S_y + d\vec{P}_z\Delta S_z = \delta m \frac{d\vec{V}}{dt} + \delta\tilde{m}(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} \quad (3.7)$$

Другий доданок правої частини рівняння (3.7) приведемо до вигляду:

$$\delta\tilde{m}(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = d \frac{\rho V_x^2}{2} \Delta S_x \vec{i} + d \frac{\rho V_y^2}{2} \Delta S_y \vec{j} + d \frac{\rho V_z^2}{2} \Delta S_z \vec{k} \quad (3.8)$$

Враховуючи, що  $\lim_{\Delta S_x \rightarrow 0} \frac{\delta m}{\Delta S_x} = 0$ ;  $\lim_{\Delta S_y \rightarrow 0} \frac{\delta m}{\Delta S_{x=y}} = 0$ ;  $\lim_{\Delta S_z \rightarrow 0} \frac{\delta m}{\Delta S_z} = 0$ , з (3.7) та

(3.8) граничне значення матиме вигляд:

$$dP_{ii} = d \frac{\rho V_i^2}{2} \Rightarrow P_{xx} + \frac{\rho V_x^2}{2} = P_{yy} + \frac{\rho V_y^2}{2} = P_{zz} + \frac{\rho V_z^2}{2} = -P \quad (3.9)$$

Із рівняння (3.9), для довільної площадки з нормаллю  $\vec{n}$  отримаємо:

$$P_{nn} + \frac{\rho V_n^2}{2} = -P = \text{const} \quad (\text{в рухомій точці рідини}) \quad (3.10)$$

Таким чином, статична складова тиску  $P_{nn}$ , в точці рухомої рідини, залежить від орієнтації площадки, на якій він розглядається і підкоряється закону (3.10), згідно з яким: на будь-якій площадці в точці рухомої рідини доданок гідростатичного і швидкісного тиску є величина стала.

### 3.3 Витрата рідини через циліндричний дросель гідроп'яти

Аналогічно до підрозділу 2.1, розглянемо випадок, коли  $\omega=0$ . Параметри потоку в перерізі 1  $P_1, v_1$ , в перерізі 2  $P_2, v_2$ , і  $P_1 > P_2$ , течія проходить від перерізу 1 до перерізу 2 (рисунок 2.1).

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізів на вході та виході з циліндричного дроселя, відповідно переріз 1–1 на вході, переріз 2–2 на виході з дроселя з параметрами потоку  $P_1, v_1$ , і  $P_2, v_2$ :

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 \widetilde{v}_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 \widetilde{v}_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} \quad (3.11)$$

Нехтуючи швидкісними напорами в перерізах 1–1 і 2–2, отримаємо:

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \sum h_c \quad (3.12)$$

де  $\sum h_c$  – сума витрат через циліндричний дросель.

$$\sum h_c = \zeta_1 \frac{\tilde{v}_1^2}{2g} \quad (3.13)$$

де  $\zeta_1$  – коефіцієнт опору циліндричного дроселя.

$$\zeta_1 = \left( \zeta_{\text{ВХ}} + \lambda_1 \frac{l_1}{2h_1} + \zeta_{\text{ВИХ}} \right) \frac{\tilde{v}_1^2}{2g} \quad (3.14)$$

тут:  $\zeta_{\text{ВХ}} = -1$ ;  $\zeta_{\text{ВИХ}} = 2$ ;  $\lambda_1 = 0,04$ .

Таким чином отримано:

$$\tilde{v}_1 = (0,5\rho\zeta_1)^{-0,5} \sqrt{P_1 - P_2} \quad (3.15)$$

З урахуванням того, що:

$$\tilde{v}_1 = \frac{q_1}{S_1} = \frac{q_1}{\pi(R_0 + h_1)^2 - \pi R_0^2} = \frac{q_1}{2\pi R_0 h_1} \quad (3.16)$$

Отримано вираз для витрат рідини через циліндричний дросель:

$$q_1 = 2\pi R_0 h_1 (0,5\rho\zeta_1)^{-0,5} \sqrt{P_1 - P_2} = g_1 \sqrt{P_1 - P_2} \quad (3.17)$$

де  $g_1$  – провідність циліндричного дроселя.

### 3.4 Витрата рідини через торцевий дросель гідроп'яти

Аналогічно до підрозділу 2.2 параметри потоку в перерізі 3  $P_3, v_3$ , в перерізі 4  $P_4, v_4$ , і  $P_3 > P_4$ , течія проходить від перерізу 3 до перерізу 4.

Запишемо рівняння Бернуллі для перерізу 3–3 на вході і перерізу 4–4 на виході з торцевого дроселя з параметрами потоку відповідно  $P_3, v_3$ , і  $P_4, v_4$ :

$$\frac{P_3}{\gamma} + \frac{\alpha_3 \widetilde{v}_3^2}{2g} - \frac{u_3^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} + \frac{\alpha_4 \widetilde{v}_4^2}{2g} - \frac{u_4^2}{2g} \quad (3.18)$$

Нехтуючи швидкісними напорами в перерізах 3–3 і 4–4, отримаємо:

$$\frac{P_3}{\gamma} - \frac{u_3^2}{2g} = \frac{P_4}{\gamma} - \frac{u_4^2}{2g} + \sum h_{3-4} \quad (3.19)$$

де  $\sum h_{3-4}$  – сума витрат через торцевий дросель;

$u_3, u_4$  – швидкість обертання рідини в перерізах 3–3, 4–4 відповідно.

$$u_3 = \omega_{\text{ж}} R_1 = \frac{\omega}{2} R_1 \quad (3.20)$$

$$u_4 = \omega_{\text{ж}} R_2 = \frac{\omega}{2} R_2 \quad (3.21)$$

Враховуючи (3.20) та (3.21) рівняння (3.19) набуде вигляду:

$$\frac{P_3}{\gamma} - \frac{P_4}{\gamma} = \frac{\omega^2 R_1^2}{2g} - \frac{\omega^2 R_2^2}{8g} + \sum h_{3-4} \quad (3.22)$$

Запишемо вираз для суми витрат через торцевий дросель:

$$\sum h_{3-4} = \left( \zeta_{\text{ВХ}} \frac{\widetilde{v}_3^2}{2g} + h_{\delta} + \zeta_{\text{ВИХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \right) \quad (3.23)$$

де  $h_{\delta}$  – витрати по довжині торцевого дроселя.

За формулою Дарсі-Вейсбеха записано рівняння на елементі довжини торцевої щілини  $dr$ :

$$dh_\delta = \lambda_2 \frac{dr}{2h_2} \frac{v^2}{2g} \quad (3.24)$$

З рівняння нерозривності (3.25) виражено значення змінної швидкості  $v$  через значення швидкості на виході  $v_4$  (3.26):

$$2\pi v r h_2 = 2\pi R_2 \widetilde{v}_4 h_2 \quad (3.25)$$

$$v = \widetilde{v}_4 \frac{R_2}{r} \quad (3.26)$$

Застосуємо значення змінної швидкості  $v$  (3.26) у рівняння на елементі довжини торцевої щілини  $dr$  (3.24):

$$h_\delta = \int_{R_1}^{R_2} dh_\delta = \int_{R_1}^{R_2} \lambda_2 \frac{dr}{2h_2} \frac{\widetilde{v}_4^2 R_2^2}{2g r^2} = \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \quad (3.27)$$

Виразимо значення змінної швидкості  $v_3$  через значення швидкості на виході  $v_4$  з рівняння нерозривності (3.28):

$$\widetilde{v}_3 S_3 = \widetilde{v}_4 S_4 \quad (3.28)$$

$$2\pi \widetilde{v}_3 R_1 h_2' = 2\pi R_2 \widetilde{v}_4 h_2' \quad (3.29)$$

$$\widetilde{v}_3 = \widetilde{v}_4 \frac{R_2}{R_1} \quad (3.30)$$

Сума втрат через торцевий дросель (3.23) з урахуванням рівняння (3.30) набуде вигляду:

$$\sum h_{3-4} = \left( \zeta_{\text{ВХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2 R_2^2}{2g R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} + \zeta_{\text{ВИХ}} \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \right) \quad (3.31)$$

Згідно з проведеними дослідженнями напруженого стану в точці рухомої рідини уточнено рівняння Бернуллі для плавноміняючої ділянки в'язкої рідини. Уточнене рівняння Бернуллі дозволило уточнити коефіцієнти опору входу і виходу потоку із циліндричного і торцевого дроселів. Уточнений коефіцієнт опору при вході необмежуваного потоку в циліндричний і торцевий дроселі складає  $\zeta_{\text{ВХ}} = -1$ , а при виході потоку  $\zeta_{\text{ВИХ}} = 2$ .

Гідралічний коефіцієнт тертя  $\lambda_2$  торцевих щілини, для турбулентного режиму течії, вважатимемо постійним і приймемо  $\lambda_2 = 0,06$ .

Таким чином отримаємо:

$$\sum h_{3-4} = \frac{\widetilde{v}_4^2}{2g} \left( 0,2 \frac{R_2^2}{R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2'} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + 1 \right) \quad (3.32)$$

З рівняння (3.22) з урахуванням (3.32) виразимо  $\widetilde{v}_4$ :

$$\widetilde{v}_4 = (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8}(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.33)$$

де  $\zeta_2$  - - коефіцієнт опору торцевого дроселя.

$$\zeta_2 = 0,2 \frac{R_2^2}{R_1^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2'} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) + 1 \quad (3.34)$$

Виразимо витрати через торцевий дросель з рівняння (3.35) отримаємо:

$$\widetilde{v}_4 = \frac{q_2}{S_2} = \frac{q_2}{\pi(R_2 + h_2')^2 - \pi R_2^2} = \frac{q_2}{2\pi R_2 h_2'} \quad (3.35)$$

$$q_2 = g_2 \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8}(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.36)$$

де  $g_2$  – провідність торцевого дроселя.

$$g_2 = 2\pi R_2 h_2' (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \quad (3.37)$$

### 3.5 Витрати рідини через гідроп'яту

Аналогічно до підрозділу 2.3 витрати рідини через весь вузол гідроп'яти визначається з рівняння балансу витрат (3.38).

$$q = q_1 = q_2 \quad (3.38)$$

Витрати через циліндричний дросель:

$$q_1 = 2\pi R_0 h_1 (0,5\rho\zeta_1)^{-0,5} \sqrt{P_1 - P_2} = g_1 \sqrt{P_1 - P_2} \quad (3.39)$$

Витрати через торцевий дросель:

$$q_2 = 2\pi R_2 h_2' (0,5\rho\zeta_2)^{-0,5} \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8}(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.40)$$

Виконаємо підстановку рівнянь (3.39) та (3.40) до рівняння (3.38) отримаємо:

$$g_1 \sqrt{P_1 - P_2} = g_2 \sqrt{P_3 - P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.41)$$

Оскільки тиск в торцевому зазорі змінюється за параболічним законом, то тиск  $P_3$  знайдемо за формулою:

$$P_3 = P_2 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_1^2 - R_0^2) \quad (3.42)$$

З урахуванням (3.42) рівняння (3.41) перепишемо у вигляді:

$$g_1^2 (P_1 - P_2) = g_2^2 \left( P_2 - P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right) \quad (3.43)$$

З рівняння (3.43) виразимо тиск  $P_2$ .

$$P_2 = \frac{g_1^2 P_1 + g_2^2 \left( P_4 - \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right)}{g_1^2 + g_2^2} \quad (3.44)$$

Отримаємо вираз для витрати рідини через вузол гідроп'яти за допомогою тиску  $P_2$  (3.44) та балансу витрат (3.38):

$$\begin{aligned} q &= g_1 \sqrt{P_1 - \frac{g_1^2 P_1 + g_2^2 \left( P_4 - \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2) \right)}{g_1^2 + g_2^2}} = \\ &= \frac{g_1 g_2}{\sqrt{g_1^2 + g_2^2}} \sqrt{P_1 - P_4 + \frac{\rho \omega^2}{8} (R_2^2 - R_0^2)} \end{aligned} \quad (3.45)$$



Виразимо перепад тиску через напір (3.46) і введемо еквівалентну провідність (3.47):

$$P_1 - P_4 = \gamma(H - H_1^{\text{дин}}) \quad (3.46)$$

$$g_\epsilon = \frac{g_1 g_2}{\sqrt{g_1^2 + g_2^2}} \quad (3.47)$$

Остаточну формулу для визначення витрат рідини через гідроп'яту отримаємо урахувавши перепад тиску через напір (3.46) і еквівалентну провідність (3.47):

$$q = g_\epsilon \sqrt{\gamma(H - H_1^{\text{дин}}) + \frac{\rho\omega^2}{8}(R_2^2 - R_0^2)} \quad (3.48)$$

### 3.6 Рівняння осьової рівноваги ротора насоса

Основним рівнянням статичного розрахунку являється рівняння осьової рівноваги ротора:

$$T_z i + F_z = 0 \quad (3.49)$$

де  $T_z$  – проекція осьової сили, що діє на ступінь насоса;

$i$  – кількість ступенів насоса;

$F_z$  – проекція зрівноважуючої сили розвантажувального диска на вісь  $z$ .

Осьова сила визначається інтегруванням незрівноваженої частини епюри тиску (рисунок 2.2)

$$T_z = \gamma\pi(r_1^2 - r_B^2) \left( H_{1p} - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_B^2}{2} \right) \right) \quad (3.50)$$

Розподіл тисків по диску гідроп'яти виразимо через тиск  $P_4$ , і враховуючи витрати отримаємо:

$$P_1(r) = P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (r^2 - R_2^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 R_2^2 h_2'^2} \zeta_2 \quad (3.51)$$

$$P_2(r) = P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (r^2 - R_2^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 R_2^2 h_2'^2} \left( 1 - \frac{R_2^2}{r^2} + \lambda_2 \frac{R_2^2}{2h_2'} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{R_2} \right) \right) \quad (3.52)$$

$$P_3(r) = P_4 + \frac{\rho\omega^2}{8} (r^2 - R_2^2) \quad (3.53)$$

Виконавши інтегрування виразів (3.41-3.43) для розподілу тисків по диску гідроп'яти на відповідних радіусах, отримаємо зрівноважуючу силу розвантажувального диска:

$$F_z = - \int_{R_0}^{R_1} 2\pi P_1(r) dr - \int_{R_1}^{R_2} 2\pi P_2(r) dr + \int_{R_0}^{R_2} 2\pi P_3(r) dr \quad (3.54)$$

$$F_z = - \frac{\rho q^2}{8\pi h_2'^2} \left( 2 - 2 \frac{R_1^2}{R_2^2} - 2 \ln \frac{R_2}{R_1} + \lambda_2 \frac{(R_2 - R_1)^2}{2h_2' R_2} + \zeta_2 \frac{(R_1^2 - R_0^2)}{R_2^2} \right) \quad (3.55)$$

Прийнята при розрахунку розвантаження осьової сили диска схема конструкції може бути видозмінена. У відповідності до цього повинні змінюватися і розрахункові формули.

### 3.7 Висновки

Записане рівняння (2.45) для осьової сили, що діє на диск гідроп'яти, з урахуванням обертання рідини в дроселях гідроп'яти і отримане в роботі рівняння (3.55), з додатковим урахуванням напруженого стану в точці рухомої, відрізняється коефіцієнтом при першому і другому доданках у дужках. Вплив цих коефіцієнтів на величину зрівноважувальної сили по рівнянням (2.45) та (3.55) наглядно буде надано в апробаційній частині роботи.

## 4 АПРОБАЦІЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ПО ОСЬОВОМУ РОЗВАНТАЖЕННЮ РОТОРА

### 4.1 Технічна характеристика насоса ПЕ 600 – 300 – 4

Насос ПЕ 600–300–4 – пускорезервний, горизонтальний, багатоступеневий, двокорпусний насос з одностороннім розташуванням робочих коліс призначений для подачі живильної води температурою до  $165^{\circ}\text{C}$  в барабанні і прямоточні стаціонарні парові котли з тиском пари 14 МПа. Матеріал проточної частини - сталь 30, сталь 25Л-11 і 20Х13. Ущільнення валу - торцеве. Тиск на вході до 22,3 МПа. Насос шестиступеневий призначений для котлів з тиском пари 25,5 МПа. Насоси мають подачу 600 і 780 м<sup>3</sup>/год. Характеристика насоса приведена на рисунку 4.1. Креслення розрізу насосу наведено на рисунку 4.2 [8]

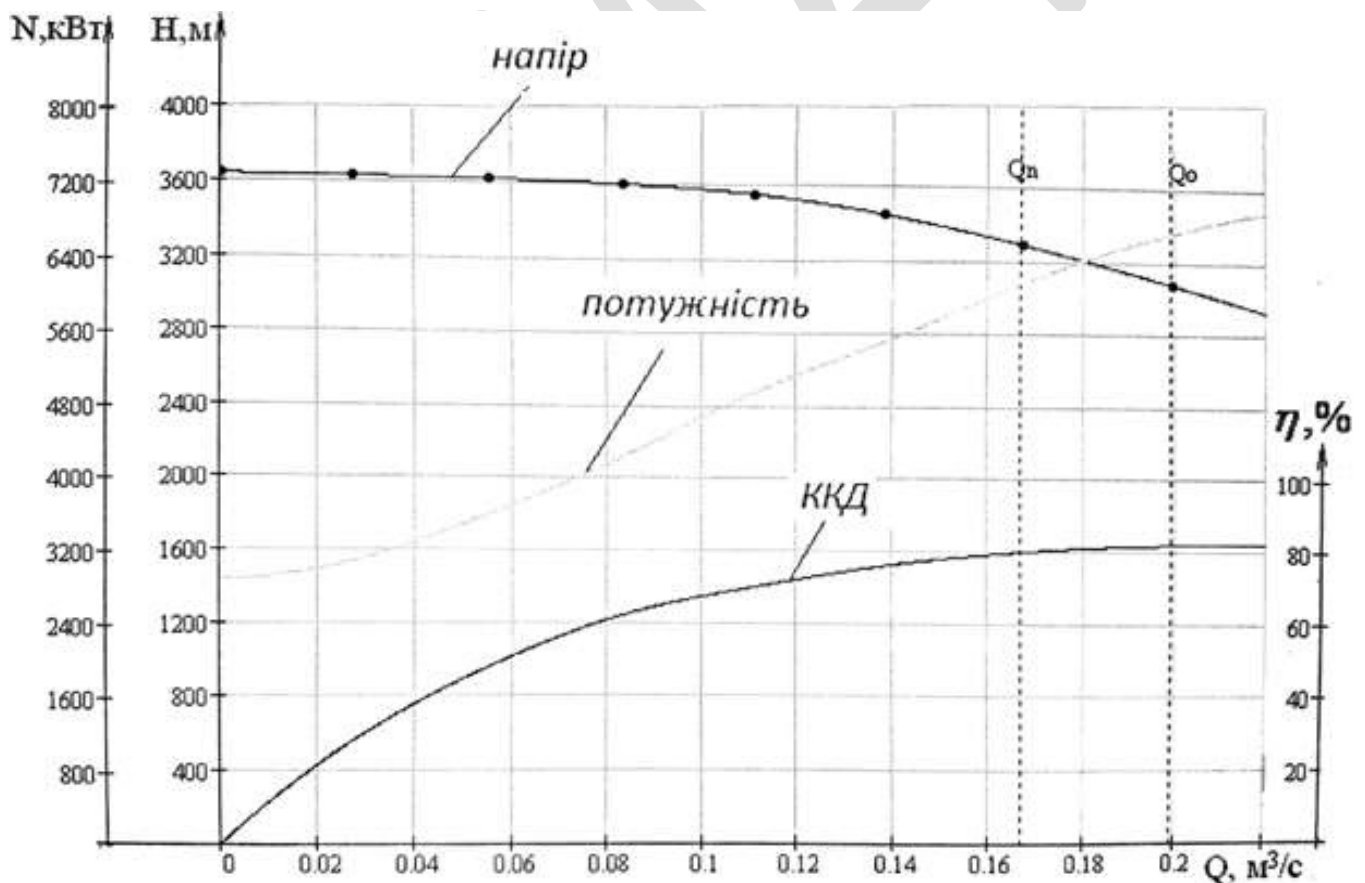


Рисунок 4.1 – Характеристика насоса ПЕ 600–300–4

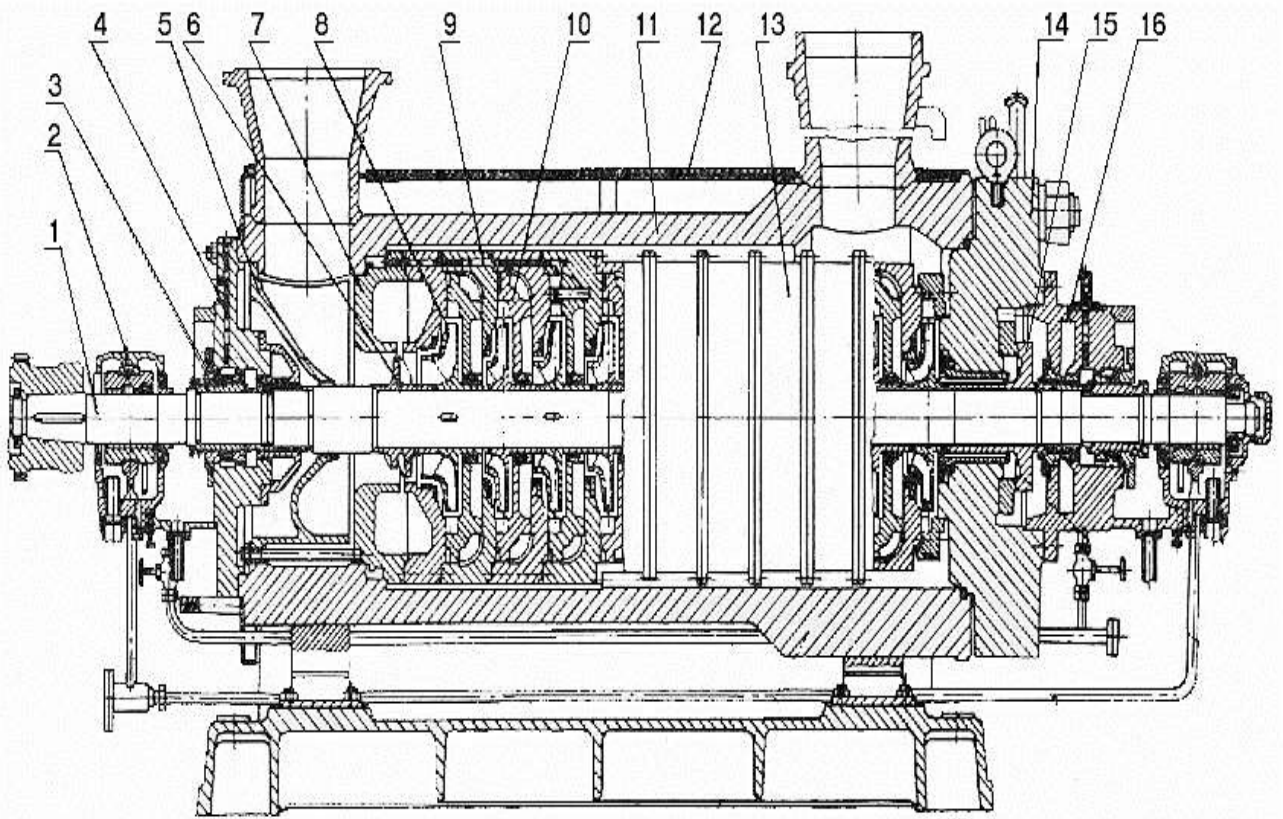


Рисунок 4.2 – Насос живильний ПЕ 600–300–4

1–вал; 2–підшипник; 3–торцеве ущільнення вала; 4–вхідна кришка; 5–підвод кільцевий; 6–попередньо включене колесо; 7–кришка; 8–робоче колесо; 9–секція; 10–направляючий апарат; 11–зовнішній корпус; 12–кожух корпуса; 13–внутрішній корпус; 14–кришка напірна; 15–розвантажувальний диск; 16–корпус кінцевого ущільнення

Для визначення величини осьової сили, що діє на робоче колесо ступені насоса скористаємося формулою (3.40):

$$T_z = \gamma \pi (r_1^2 - r_B^2) \left( H_{1p} - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_1^2 + r_B^2}{2} \right) \right) \quad (3.40)$$

Характеристика осьової сили, що діє на ротор насоса ПЕ 600–300–4 приведена на рисунку 4.3.

Визначимо величину статичного напору  $H_{1p}$ , що входять до попередньої формули.

Відомо, що:

$$H_m = H_p + H_{\text{дин}} \quad (4.1)$$

де  $H_m$  – теоретичний напір ступіні;

$H_p$  – статичний напір ступіні;

$H_{\text{дин}}$  – динамічний натиск ступіні.

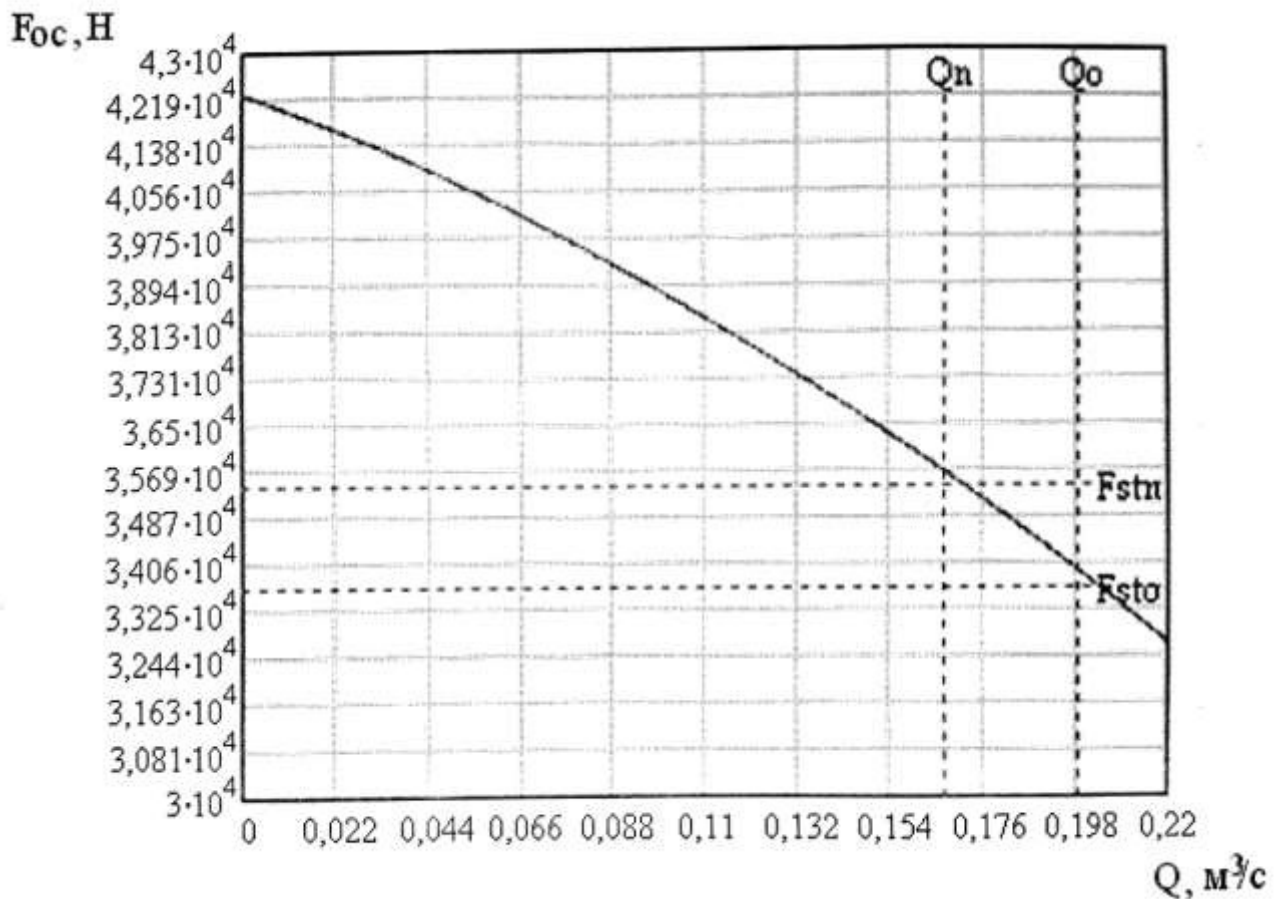


Рисунок 4.3 – Осьова сила, що діє на ротор насоса ПЕ 600–300–4

Величина динамічного натиску ступіні насоса визначається за формулою (4.2):

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{1}{2g} [(v_{u2}^2 + v_{m2}^2) - (v_{u1}^2 + v_{m1}^2)] \quad (4.2)$$

Враховуючи, що меридіанні складові  $v_{m1}$  і  $v_{m2}$  абсолютних швидкостей входу і виходу зазвичай відрізняються несуттєво, різницею їх квадратів можна нехтувати в порівнянні з квадратом окружної складової абсолютної швидкості на виході. Окружна складова швидкості на вході (закручування потоку на вході)  $v_{u1}$  зазвичай дорівнює нулю. З урахуванням цього формула (4.2) набуде вигляду:

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (4.3)$$

Виконаємо підстановку формули (4.3) до рівняння для визначення статичного напору (4.1):

$$H_m = H_p + \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (4.4)$$

Таким чином отримаємо формулу для визначення статичного напору:

$$H_p = H_m - \frac{v_{u2}^2}{2g} \quad (4.5)$$

Для подальшої апробації отриманих методів вважаємо відомими всі параметри системи окрім зазору  $h_2$ . Креслення робочого колеса наведено на рисунку 4.4

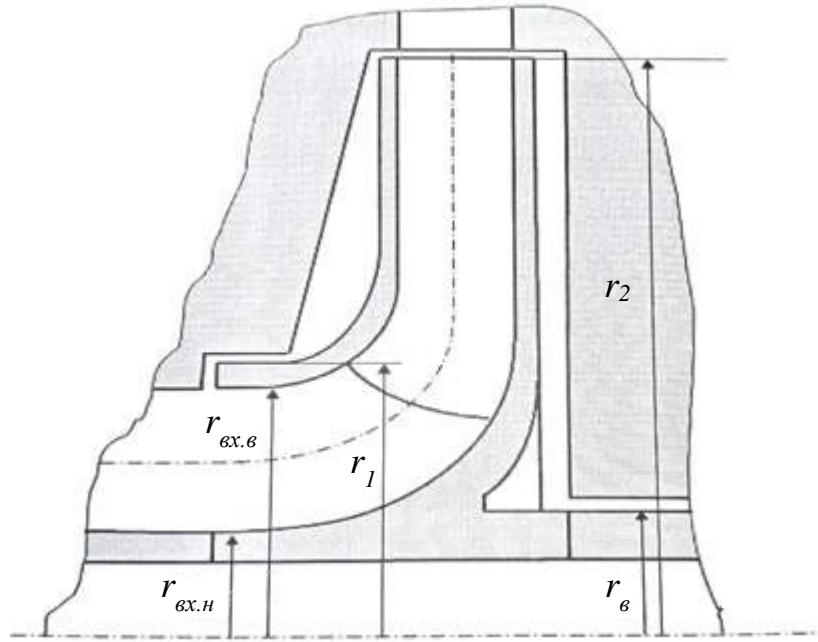


Рисунок 4.4 – Геометричні розміри робочого колеса

Початкові дані для розрахунку, що відповідають розрахункові схемі, наступні:

$$r_в = 0,075 \text{ м}; r_{вх.н} = 0,075 \text{ м}; r_{вх.в} = 0,096 \text{ м}; r_1 = 0,0975 \text{ м}; r_2 = 0,1575 \text{ м};$$

$$R_1 = 0,101 \text{ м}; R_2 = 0,1109 \text{ м}; \rho = 909,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \gamma = 8917,14 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}; \omega = 689,7 \text{ с}^{-1};$$

$$l_1 = 0,202 \text{ м}; h_1 = 0,25 \cdot 10^{-3}.$$



## 4.2 Дослідження отриманих методів осьового розвантаження ротора

По рівнянням (2.45) та (3.55) побудуємо статичні характеристики гідроп'яти  $F_z$  для методу, що враховує обертання рідини в дроселях розвантажувального пристрою та методу, що враховує напруження в точці рідини. Дані характеристики наведені на рисунку 4.3.

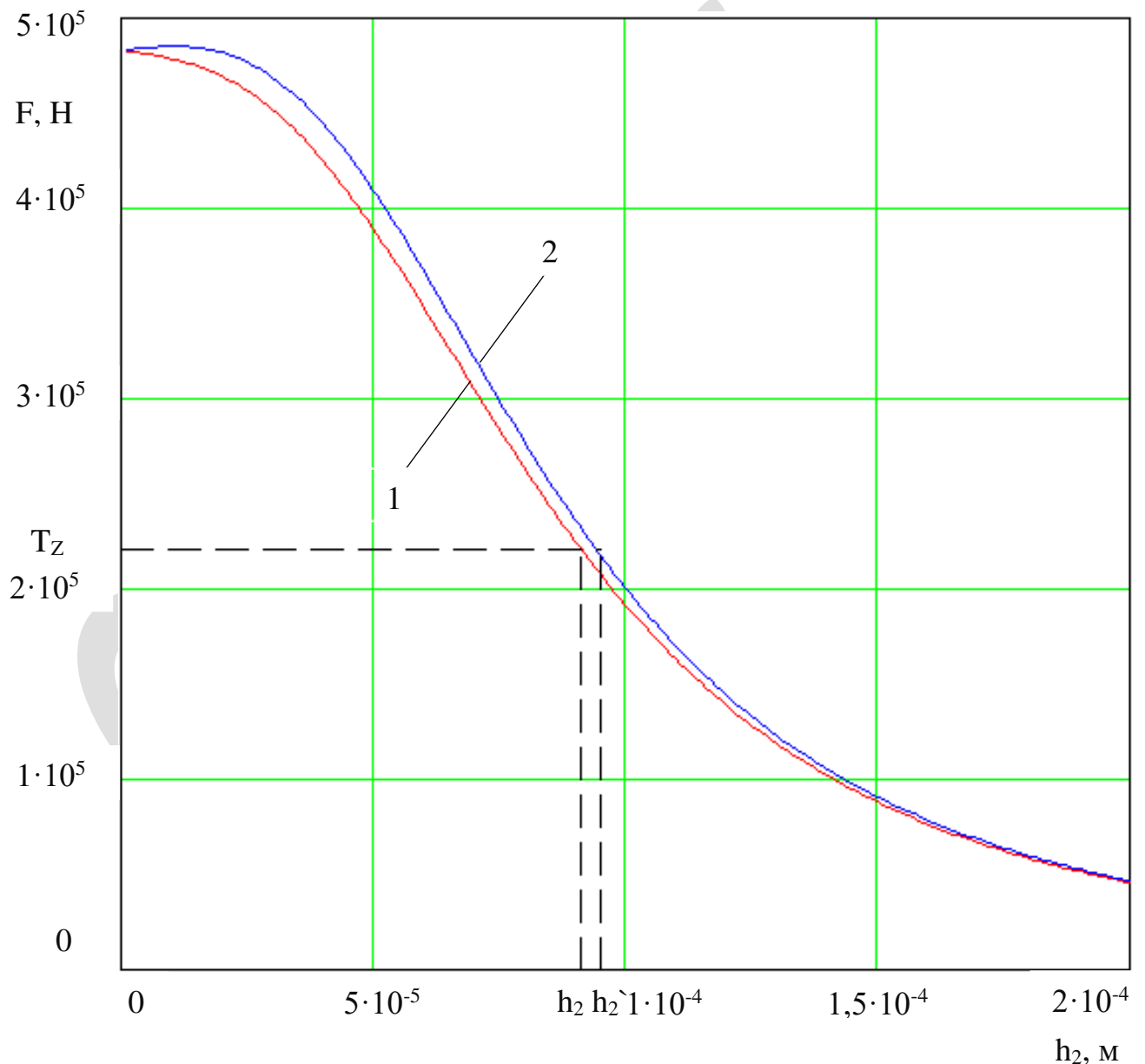


Рисунок 4.3 – Залежність осьової сили від величини торцевого зазору при різних методах осьового розвантаження

1 – методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини

Виконавши диференціювання виразу для зрівноважуючої сили  $F_z$  по зазору  $h_2$  було отримано вираз для визначення жорсткості гідроп'яти:

$$c(h_2) = \frac{dF_z(h_2)}{dh_2} \quad (4.6)$$

Графічні залежності коефіцієнта жорсткості  $c(h_2)$  від методу осьового урівноваження ротора наведені на рисунку 4.4.

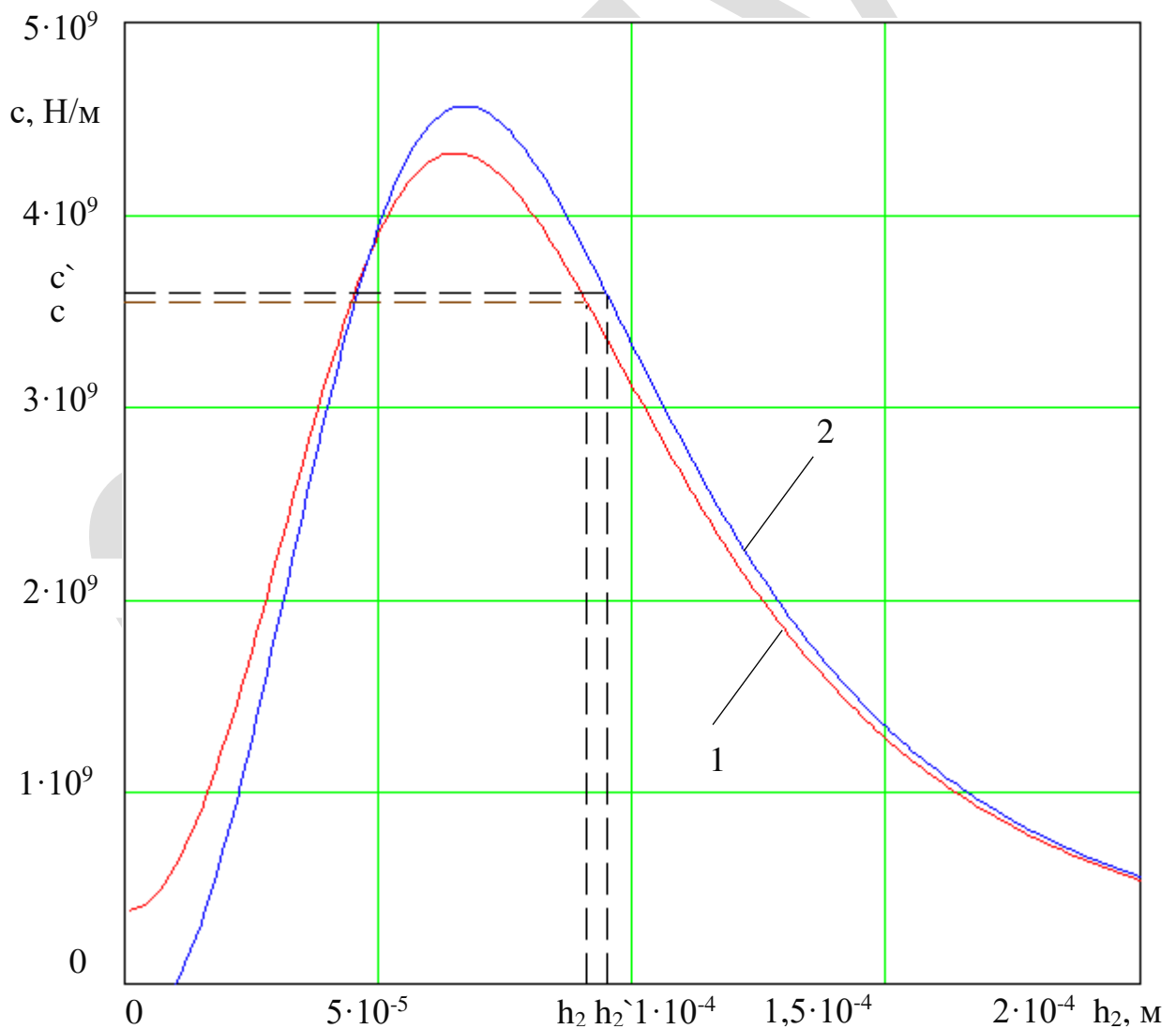


Рисунок 4.4 – Залежність жорсткості гідроп'яти від величини торцевого зазору при різних методах осьового розвантаження

1 – методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини

Для порівняння було отримано криві для зрівноважуючої сили  $F_z$  рівняння (1.3) та для коефіцієнту жорсткості  $c(h_2)$  за методом розроблений Марцинковським В.А., графічні залежності кривих наведені на рисунку 4.5 та рисунку 4.6 відповідно.

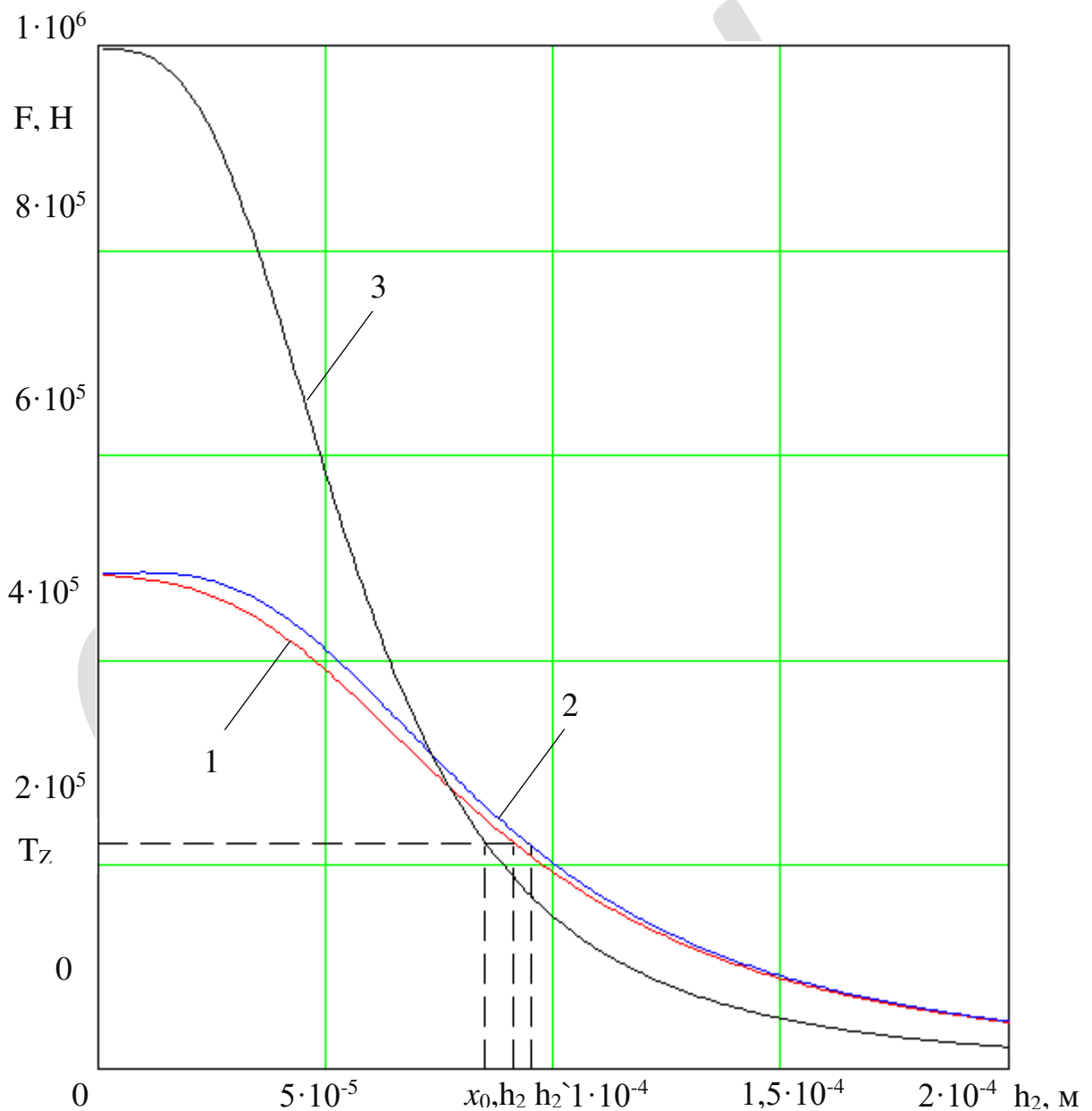


Рисунок 4.5 – Залежність осьової сили від величини торцевого зазору при різних методах осьового розвантаження

1 – методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини;

3 – методика розроблена Марцинковським В.А.

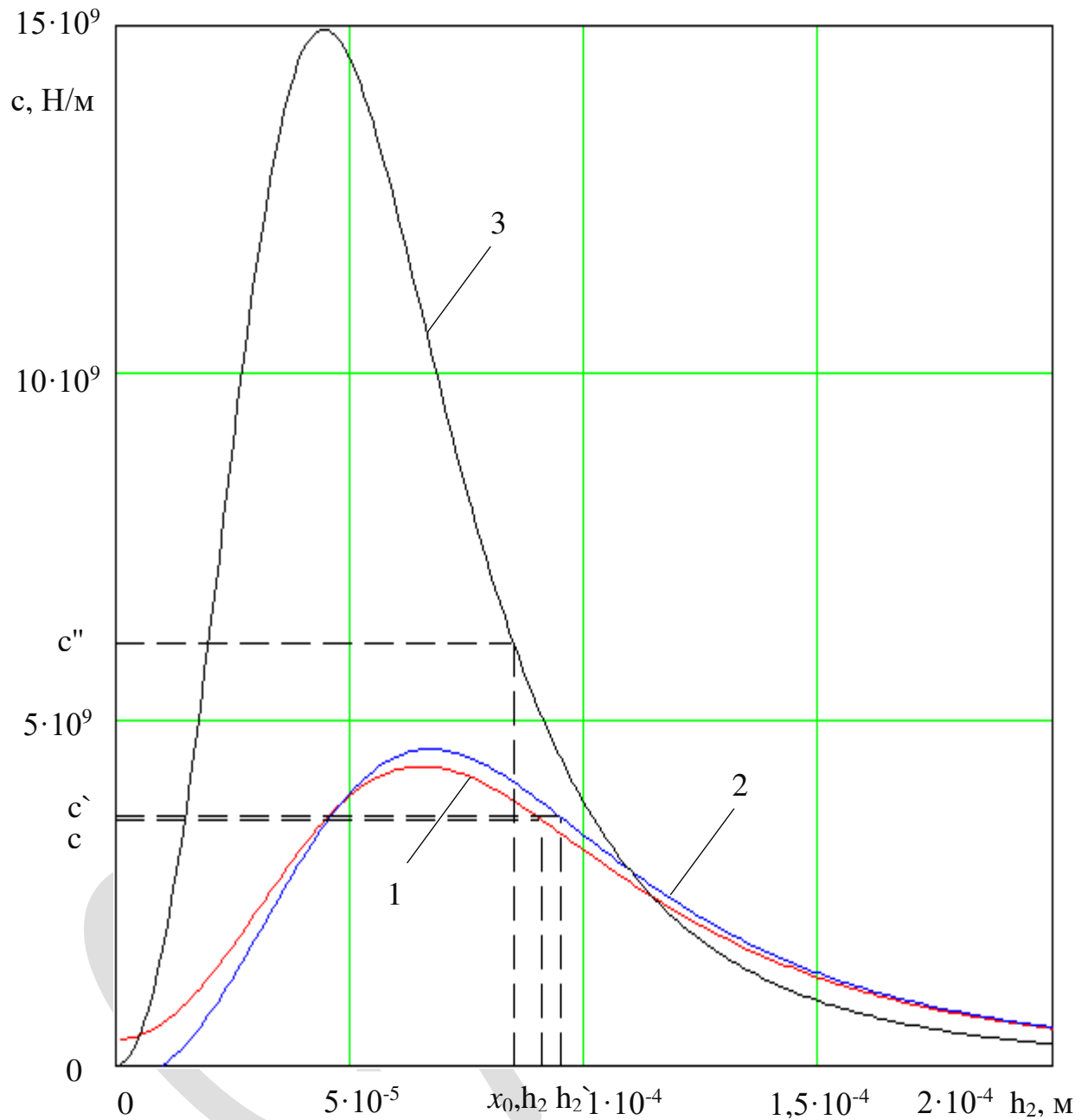


Рисунок 4.6 – Залежність жорсткості гідроп'яти від величини торцевого зазору при різних методах осьового розвантаження

1 – методика, що враховує обертання рідини в дресеях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини;

3 – методика розроблена Марцинковським В.А.

На рисунку 4.7 приведені витратні характеристики для двох методик урівноваження осьової сили.

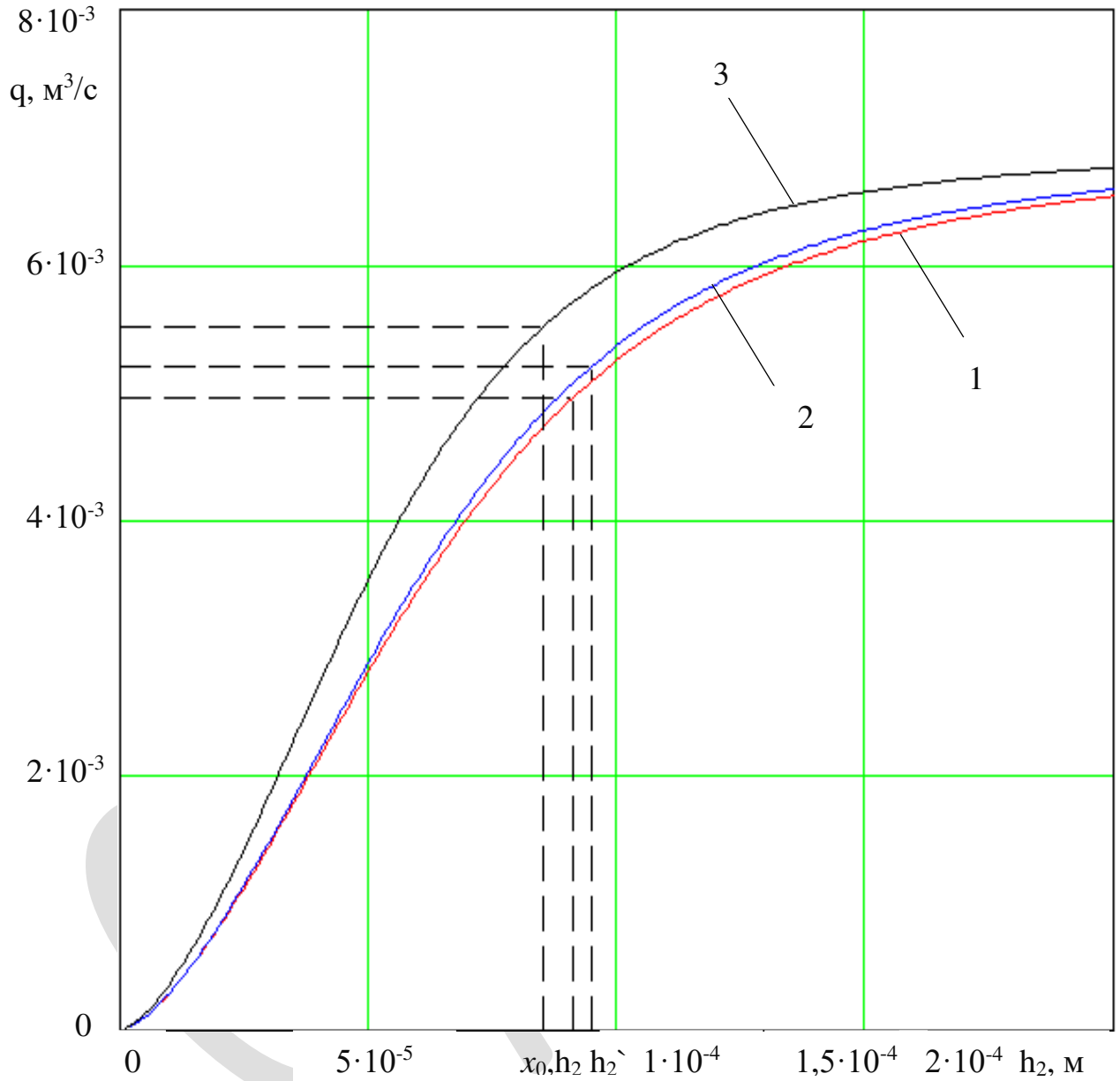


Рисунок 4.7 – Залежність витрат від зазору при різних методах урівноваження осьової сили

1 – методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини

3 – методика розроблена Марцинковським В.А.

Побудуємо статичну і витратну характеристики для методу, що враховує обертання рідини в дроселях розвантажувального пристрою та методу, що враховує напруження в точці рідини рисунок 4.8. Значення осьової сили, жорсткості і витрати через вузол гідроп'яти, для наочності, занесені в таблиці.

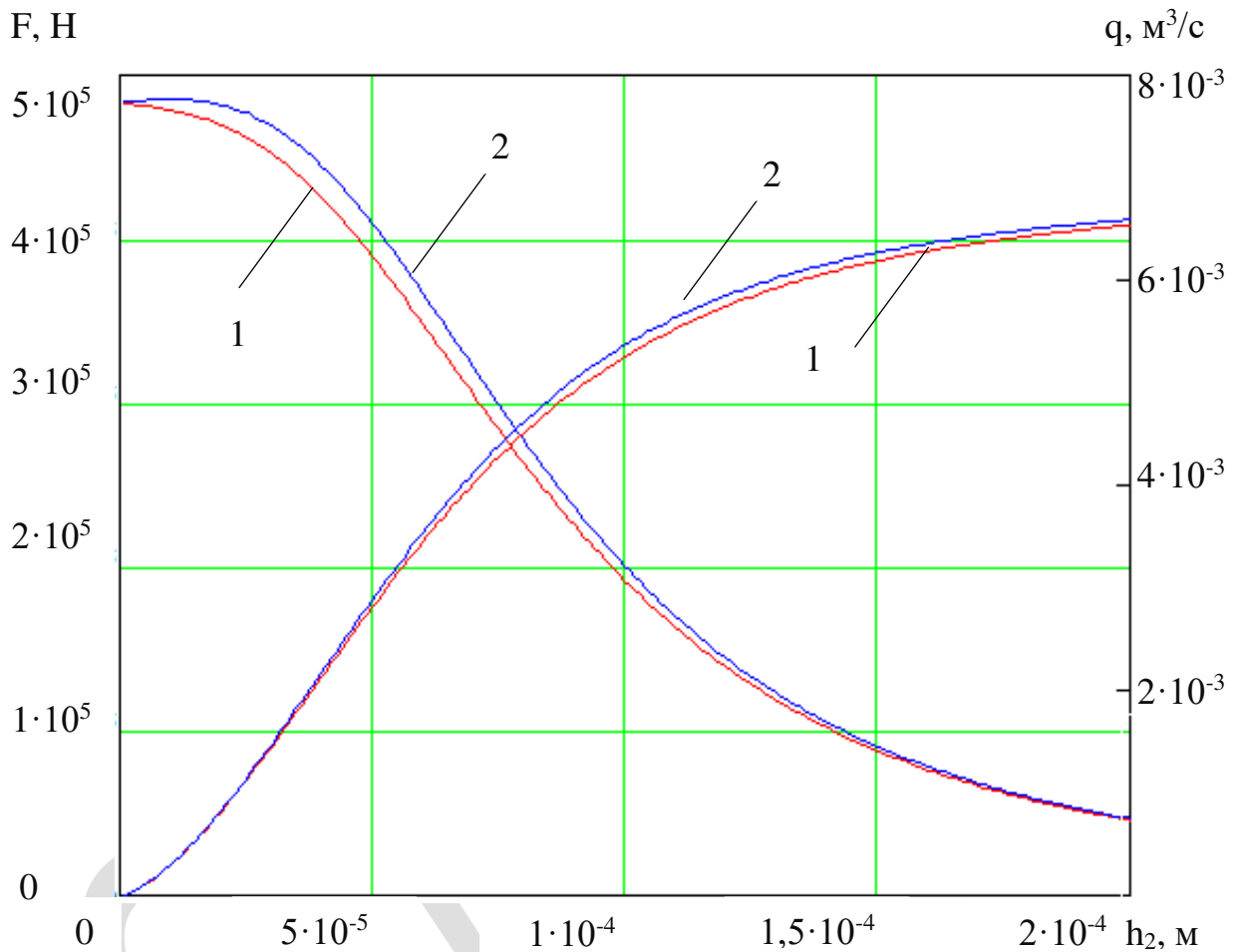


Рисунок 4.8 – Статична і витратні характеристики гідроп'яти

1 – методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти;

2 – методика, що враховує напруження в точці рідини

Таблиця 4.1 – Порівняльна таблиця значень приведених методик урівноваження осьової сили

	Методика, що враховує обертання	Методика, що враховує напруження в точці рідини

	рідини в дроселях гідроп'яти	
Торцевий зазор, $h_2$ м	$0,91 \cdot 10^{-4}$	$0,95 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень зазору, %	0,042	

Продовження таблиця 4.1

	Методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти	Методика, що враховує напруження в точці рідини
Витрати через вузол розвантаження $q$ , м <sup>3</sup> /с	$5,093 \cdot 10^{-3}$	$5,108 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень витрат, %	0,003	
Жорсткість $c$ , Н/м	$3,353 \cdot 10^9$	$3,753 \cdot 10^9$
Різниця значень жорсткості, %	0,11	

Таблиця 4.2 – Порівняльна таблиця значень методик урівноваження осьової сили, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти та розроблену Марцинковським В.А.

	Методика, що враховує обертання рідини в дроселях гідроп'яти	Методика, розроблена Марцинковським В.А.
Торцевий зазор, $h_2$ м	$0,91 \cdot 10^{-4}$	$0,85 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень зазору, %	0,07	

Витрати через вузол розвантаження $q$ , м <sup>3</sup> /с	$5,093 \cdot 10^{-3}$	$5,508 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень витрат, %	0,08	
Жорсткість $c$ , Н/м	$3,353 \cdot 10^9$	$6,08 \cdot 10^9$
Різниця значень жорсткості, %	0,45	

Таблиця 4.3 – Порівняльна таблиця значень методик урівноваження осьової сили, що враховує напружений стан в точці рідини та розроблену Марцинковським В.А.

	Методика, що враховує напруження в точці рідини	Методика, розроблена Марцинковським В.А.
Торцевий зазор, $h_2$ м	$0,95 \cdot 10^{-3}$	$0,85 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень зазору, %	0,11	
Витрати через вузол розвантаження $q$ , м <sup>3</sup> /с	$5,108 \cdot 10^{-3}$	$5,508 \cdot 10^{-3}$
Різниця значень витрат, %	0,07	
Жорсткість $c$ , Н/м	$3,753 \cdot 10^9$	$6,08 \cdot 10^9$
Різниця значень жорсткості, %	0,38	

### 4.3 Висновки

Для відомої геометрії машини ПЕ 600–300–4, а значить заданої геометрії розвантажувального пристрою, апробація запропонованих методик розрахунку розвантажувального пристрою проведена через відповідні статичні і витратні характеристики. Із порівняльних характеристик видно, що напруженого стану в



точці рухомої рідини призводить до збільшення торцевого зазору вузла розвантаження, зменшення жорсткості гідроп'яти і зменшення витрат. По цих параметрам розрахунок гідроп'яти по В. А. Марцинковському суттєво відрізняється, що потребує подальшого дослідження і порівняння запропонованих в роботі методик з методикою В. А. Марцинковського по гідроп'яті.

## ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз відомих методик розрахунку гідроп'яти за умови більш точного визначення величини зрівноважувальної сили, що в свою чергу призведе до отримання більш точного значення торцевого зазору і дасть можливість уникнути виникнення контакту між подушкою і диском п'яти.

2. Наведені розрахункові залежності методики розрахунку гідроп'яти по одновимірній моделі руху рідини в рухомій системі відліку з урахуванням обертання і побудовані розрахункові залежності по статичній і витратній характеристикам.

3. Отримано розрахункові залежності методики розрахунку гідроп'яти з урахуванням напруженого стану в точці рідини і виконані розрахункові дослідження по статичній і витратній характеристикам. Врахування напруженого стану в точці рухомої рідини при розрахунку гідроп'яти призводить до збільшення торцевого зазору вузла розвантаження, збільшенню жорсткості гідроп'яти і збільшенню витрат.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Центробежные и соевые насосы. Ломакин А.А. 1966. – 362с.
2. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 160 с.
3. Центробежные и пропеллерные насосы. Пфлейдерер К. ОНТИ-НКТП 1937. – 497 с.
4. Малорасходные насосы авиационных и космических систем. Краев М.В., Лукин В.А., Овсянников Б.В. Машиностроение, 1985. — 128 с.: ил.
5. Насосы атомных электростанций. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Энергоатомиздат 1987. – 256 с.: ил.
6. Калініченко П.М., Міщенко С.О., Безверхий М.Ю. Зміна кількості руху частинки рідини з урахуванням переміщення маси за напрямками. Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції. Суми: СумДУ, 2021. – с.111.
7. Калініченко П.М., Міщенко С.О., Шерстюк В.І. Розподіл напружень в рухомій рідині. Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції. Суми: СумДУ, 2021. – с.111.
8. [https://nasos.info/files/nasos\\_img/big/41\\_1.jpg](https://nasos.info/files/nasos_img/big/41_1.jpg)