

П.М. АНДРЕНКО

А.Ю. ЛЕБЕДЄВ

ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВІ НАСОСИ

Харків 2017

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

П.М. АНДРЕНКО

А.Ю. ЛЕБЕДЄВ

ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВІ НАСОСИ

Харків

2017

УДК 66.023

ББК 34.447

А 65

Рецензенти:

З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф., професор кафедри гідравлічних машин,
НТУ «ХП»;

А.І. Панченко, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри мобільних
енергетичних засобів,

Таврійський державний агротехнологічний університет;

С.О. Лугова, канд. техн. наук, начальник відділу проточних частин,
АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

Рекомендовано вченою радою Національного технічного університету
«Харківський політехнічний інститут», протокол № 10 від 23. 12. 2016 р.

Андренко П. М.

А65 Лабіринтно-гвинтові насоси : монографія / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев. –
Харків : Видавництво ФОП Панов, 2017. – 156 с.

ISBN

У монографії наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень з проектування лабіринтно-гвинтових насосів. Особливу увагу приділено розробці сучасної теорії їх робочого процесу, встановленню впливу конструктивних параметрів та характеристик робочої рідини на робочі характеристики насоса. Розглянуто питання оптимізації параметрів лабіринтно-гвинтових насосів, надійності. Встановлено показники їх технічного рівня.

Для наукових працівників, інженерів, аспірантів та студентів.

Іл. 59. Табл. 20. Бібліогр. 140 назв.

УДК 66.023

ББК 34.447

ISBN

© Андренко П.М., Лебедев А.Ю., 2017

© Видавництво ФОП Панов, 2017

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВІ НАСОСИ: КОНСТРУКЦІЇ, ІСНУЮЧІ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ.....	10
1.1. Технічні характеристики насосів та галузі їх використання.....	10
1.2. Конструктивне виконання лабіринтно-гвинтових насосів.....	11
1.2.1. Удосконалені конструкції робочих органів лабіринтно- гвинтових насосів.....	16
1.3. Існуючі методики розрахунку та проектування лабіринтно- гвинтових насосів.....	19
РОЗДІЛ 2. ТЕОРІЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ	27
2.1. Уточнення фізичної моделі робочого процесу лабіринтно- гвинтового насоса.....	27
2.2. Урахування параметрів робочої рідини при розрахунку характеристик лабіринтно-гвинтового насоса.....	28
2.3. Робочі характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.....	33
2.3.1. Розрахунок витрату лабіринтно-гвинтового насоса.....	37
2.3.2. Врахування форми гвинтової канавки в характеристиках лабіринтно-гвинтового насоса.....	38
2.3.3. Потужність та ККД лабіринтно-гвинтового насоса.....	42
2.3.4. Нерівномірність витрату лабіринтно-гвинтового насоса.....	42
2.3.5. Критерії для порівняння характеристик лабіринтно- гвинтових насосів.....	46
2.3.6. Граничне значення критерію кавітації лабіринтно- гвинтового насоса.....	48
2.4. Дослідження течії робочої рідини в проточній частині лабіринтно-гвинтового насоса за розробленою тривимірною математичною моделлю.....	51
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛАБІРИНТНО- ГВИНТОВОГО НАСОСА.....	57
3.1. Стенд для дослідження лабіринтно-гвинтових насосів.....	57

3.1.1. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура.....	60
3.1.2. Планування експерименту. Оцінка достовірності отриманих результатів.....	61
3.2. Математична модель стенда для дослідження лабіринтно-гвинтових насосів.....	70
3.3. Вплив конструкції робочих органів та газовмісту робочої рідини на характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.....	75
3.4. Дослідження лабіринтно-гвинтового насоса як вхідної ланки відцентрового насосного агрегату.....	76
3.5. Пульсація тиску на виході лабіринтно-гвинтового насоса.....	77
4. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ.....	81
4.1. Визначення герметичності торцевого ущільнення лабіринтно-гвинтового насоса при гармонічних вимушених коливаннях корпусу.....	81
4.2. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса.....	89
4.2.1. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок.....	89
4.2.2. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марковської апроксимації.....	93
4.2.3. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом структурних схем.....	95
4.3. Багатокритеріальна оптимізація параметрів лабіринтно-гвинтового насоса.....	97
4.4. Оцінка показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса.....	104
4.5. Загальна методика розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів.....	107
ВИСНОВКИ.....	110
ДОДАТКИ.....	113
ДОДАТОК А. Технічні характеристика стенда для досліджень лабіринтно-гвинтового насоса та його контрольно-регулюючої апаратури. Загальний вигляд експериментальної установки.....	113
ДОДАТОК Б. Робочі креслення лабіринтно-гвинтового насоса.....	116
ДОДАТОК В. Блок-схема розрахунку видатку лабіринтно-гвинтового	

насоса.....	119
ДОДАТОК Г. Програма розрахунку видатку лабіринтно-гвинтового насоса.....	120
ДОДАТОК Д. Програма оптимізації параметрів лабіринтно-гвинтового насоса.....	122
ДОДАТОК Е. Програма розрахунку надійності торцевого ущільнення лабіринтно-гвинтового насоса.....	128
ДОДАТОК Ж. Програма розрахунку амплітудно- і фазочастотних характеристик лабіринтно-гвинтового насоса.....	131
ДОДАТОК К. Опис програми для тривимірного моделювання течії робочої рідини в лабіринтно-гвинтовому насосі.....	138
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	141

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Тиск

$p_{\text{ж}}$ – тиск живлення, МПа

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з насоса, МПа

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в насос, МПа

Δp – перепад тиску, МПа

p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, МПа

$p(t)$ – зміна тиску в часі, МПа

Швидкість, витрати та потужність

t – час, с

q та $q_{\text{т}}$ – відповідно дійсна та теоретична витрати робочої рідини, м³/с

$q(t)$ – зміна витрати в часі, м³/с

v – швидкість течії робочої рідини, м/с

Характеристики робочої рідини

$\nu_{\text{т}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, м²/с

$\rho_{\text{с}}$ – густина робочої рідини з урахуванням газовмісту, кг/м³

$W_{\text{р}}$ – об'єм робочої рідини, м³

$E_{\text{р}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини, МПа

$E_{\text{см}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, МПа

μ і μ_0 – коефіцієнти динамічної в'язкості робочої рідини при звичайних і при нормальних умовах відповідно, Па · с

Коефіцієнти

$c_{\text{гд}}$ – коефіцієнт жорсткості гідродинамічної пружини, кг/с²

$\mu_{\text{ГА}}$ – коефіцієнт витрат гідроагрегату (індекс вказує на гідравлічний елемент)

Лінійні виміри, площі та кути

$R_{\text{г}}$ – гідравлічний радіус, м

$d_{\text{гв}}$ – діаметр гвинта лабіринтно-гвинтового насоса, м

d_B – діаметр втулки лабіринтно-гвинтового насоса, м

$l_{ГВ}$ – довжина гвинта лабіринтно-гвинтового насоса, м

z – кількість заходів гвинтового каналу лабіринтно-гвинтового насоса

δ – радіальний зазор між гвинтом та втулкою лабіринтно-гвинтового насоса, м

i – кількість елементів

Критерії

Re – число Рейнольдса

Скорочення

ГА – гідроагрегат

ЛГН– лабіринтно-гвинтовий насос

РР – робоча рідина

ВСТУП

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, поліпшенням їх технічного рівня і конкурентоспроможності. Основною і невід'ємною складовою будь-якої гідравлічної системи є насоси. При розробці та проектуванні насосів провідними фірмами-виробниками велика увага приділяється підвищенню їх технічного рівня, зниженню шуму і вібрації за рахунок удосконалення процесів розподілення, профілювання проточної частини, використання гідростатичного розвантаження, зменшення об'єму робочої камери тощо. Стосовно ЛГН, які знайшли широке застосування в хімічній промисловості і нафтовидобутку та використовуються при значеннях коефіцієнта швидкохідності $n_s = 10 \dots 40$, доцільним є підвищення їх робочих характеристик, надійності та енергозбереження на основі сучасних методів проектування і дослідження.

Завдяки особливостям робочого процесу і відсутності механічного тертя деталей сфера можливого використання ЛГН при роботі на агресивних середовищах значно ширша порівняно з насосами з аналогічним n_s . Слід зазначити, що високий рівень турбулентності в зазорах ЛГН забезпечує можливість перекачування неоднорідного середовища (яке не містить значної кількості абразивних часток) – газорідних емульсій, суспензій дрібних часток в рідинах, а також використання насосів як змішувачів. На сьогодні фізика робочого процесу ЛГН недостатньо досліджена, а розрахунок їх робочих характеристик базується на використанні емпіричних коефіцієнтів, що визначені експериментальним шляхом. Існуючі конструкції ЛГН потребують

подальшого удосконалення для забезпечення стійкої роботи на РР з великим газовмістом, підвищення вихідних характеристик та технічного рівня. Теоретико-експериментальний аналіз існуючих конструкцій ЛГН, методів їх розрахунку та проектування дозволяє визначити ряд особливостей, без урахування яких неможливо підвищити їх технічний рівень. Для цього необхідно уточнити фізичну модель робочого процесу, розробити теорію розрахунку та проектування, яка дозволяє виконувати розрахунок без емпіричних коефіцієнтів, враховувати при математичному описі гідродинамічних процесів, які відбуваються в ЛГН, характеристики РР, що змінюються в процесі функціонування, її газовміст при роботі ЛГН в якості вхідного ступеня занурювальних насосів, що використовуються при нафтовидобутку.

Таким чином розробка теорії робочого процесу ЛГН на базі узагальненої фізичної моделі, створення методики розрахунку та проектування, яка базується на багатокритеріальній оптимізації параметрів, що є підґрунтям для підвищення технічного рівня та удосконалення конструкції, є актуальною науково-практичною проблемою.

Пункти 2.2, 3.1.2 написані доктором технічних наук, професором П.М. Андренко, пункти 2.3.2, 2.4, 3.3, 4.1, 4.2, 4.4, 4.5 – кандидатом технічних наук А.Ю. Лебедевим, інші розділи написані спільно.

Автори висловлюють щире подяку докторам технічних наук, професорам З.Я. Лур'є, А.І. Панченко, канд. техн. наук С.О. Луговій за ряд цінних зауважень, зроблених під час рецензування рукопису.

РОЗДІЛ 1. ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВІ НАСОСИ: КОНСТРУКЦІЇ, ІСНУЮЧІ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ

1.1. Технічні характеристики насосів та галузі їх використання

Вимоги до технічного рівня сучасної техніки визначають тенденції розвитку ГА та їх складових, при цьому очевидно, що подальше впровадження і застосування ГА в промисловості неможливе без удосконалення їх конструкцій, схемних та технічних рішень на основі використання сучасних методів проектування і технологій. Однією з основних тенденцій розвитку ГА є підвищення їх технічного рівня за рахунок енергозбереження, удосконалення конструкції, розширення функціональних можливостей, зменшення собівартості. У процесі проектування таких ГА необхідно виконати низку вимог, пов'язаних із забезпеченням високих енергетичних характеристик та низької собівартості при заданому алгоритмі функціонування. Зазвичай для оцінки технічного рівня ГА використовують такі основні показники: показники призначення; конструктивні та робочі параметри і характеристики; показники надійності; показники економного використання матеріалу та енергії; ергономічні показники [120].

У характеристиках ГА наводяться такі параметри: діаметр умовного проходу; номінальний і максимальний тиск та видаток; зміна тиску налаштування при зміні витрати від номінальної до мінімальної; статичні та динамічні характеристики, витоки; гістерезис; нелінійність, час безвідмовної роботи, масогабаритні показники. Зауважимо, що для ГА такі показники технічного рівня, як номінальний та максимальний тиск, видаток і діаметр умовного проходу вибираються стандартизовані та визначаються залежно від потужності, необхідної для забезпечення його функціонування.

Насоси є одним з найбільш розповсюджених ГА, які входять практично до всіх гідросистем і значною мірою визначають їх технічний рівень. На сьогодні номенклатура насосів, що використовуються в промисловості і побуті, налічує більш ніж 4000 найменувань і безперервно зростає, їх класифікація та галузі застосування наведені в роботі [66]. Тип насоса залежить від галузі його застосування. Особливе місце серед усіх насосів займають занурювальні насоси, зокрема ЛГН. Вони відносяться до спеціальних насосів. Особливість їх конструктивного виконання дозволяє отримувати високі напори при малих видатках й ефективно працювати на агресивних рідинах та рідинах з малою

в'язкістю.

1.2. Конструктивне виконання ЛГН

ЛГН призначені для перекачування малов'язких агресивних рідин. Вони знайшли широке застосування при перекачуванні рідин з великим газовмістом. Зазвичай ЛГН містить камери підведення і відведення рідини, розташовані в корпусі, нерухому втулку та на приводному валу гвинт, що обертається, з виконаними в них різноспрямованими багатозахідними гвинтовими канавками однакової форми.

Конструкціям насосів для подачі рідин з великим вмістом повітря присвячені роботи [4, 54, 116] та інші. Однак в них відсутній аналіз впливу вмісту повітря в РР на робочі характеристики насосів, не досліджено вплив газовмісту РР на пульсації тиску на виході з насоса, відсутній аналіз впливу форми робочих органів насоса на його робочі характеристики. В цих статтях, присвячених впливу газовмісту РР на робочі характеристики насоса, не розглядаються ЛГН.

У роботах [48, 49] наведено аналіз результатів експериментальних досліджень ЛГН, особливістю конструкції якого є виконання конусоподібної втулки на виході з насоса. Дослідження проводились для робочих органів з напівкруглою, трапецеїдальною та трикутною нарізками. Встановлено, що робочі органи з трикутними нарізками слід використовувати, коли в ГА потрібно отримати максимальні значення тиску. Для більш малих напорів перевагу слід віддавати напівкруглій та трапецеїдальній нарізкам, їх гідравлічні характеристики кращі та меншою мірою залежать від зазору між гвинтом і втулкою. Недоліками такого насоса є великий гідравлічний опір багатозахідних гвинтових канавок в прямому, обумовленому обертанням гвинта, та зворотному, обумовленому перепадом тиску на виході та вході з насоса, напрямку. Це знижує ККД та напір на виході з насоса, підвищує імовірність виникнення кавітації і пояснюється складністю характеру течії РР в гвинтових канавках. У даних роботах не встановлено технічний рівень ЛГН залежно від форми нарізок робочих органів та їх конкурентоспроможність, а як РР для ЛГН використовується вода, що зважаючи на реальні умови роботи таких насосів, в свердловині на газорідинній суміші, є некоректним.

Особливістю конструкції ЛГН, наведеної у роботі [100], є те, що внутрішній діаметр втулки та зовнішній діаметр гвинта збільшуються від входу

насоса до його виходу, це зменшує гідравлічний опір гвинтових канавок в прямому, обумовленому обертанням гвинта, напрямку. Недоліками даного насоса є те, що при такому виконанні багатозахідних гвинтових канавок зменшується його витратна характеристика, збільшуються габарити. Виконання гострої кромки на вході в гвинтові канавки на втулці та гвинті підвищує вихроутворення і може привести до зриву потоку, це збільшує гідравлічні втрати та імовірність виникнення кавітації на вході в насос. До недоліків такого насоса також слід віднести технологічні труднощі виготовлення втулки та гвинта.

Підвищення надійності ЛГН може досягатись виконанням у вхідній його частині лопаток, периферійна порожнина яких під'єднується до відстійника крізь щілини для скидання сторонніх домішок, рис. 1.1 [102]. Така конструкція є сучасною і дозволяє підтримувати постійний тиск на вході насоса, а відсутність твердих домішок в РР підвищує надійність ЛГН. Проте включення відстійника в конструкцію ЛГН збільшує його габаритні розміри і суттєво ускладнює його використання в системах, де габарити ГА строго обмежені і не може розглядатись як перспективна конструкція ЛГН.

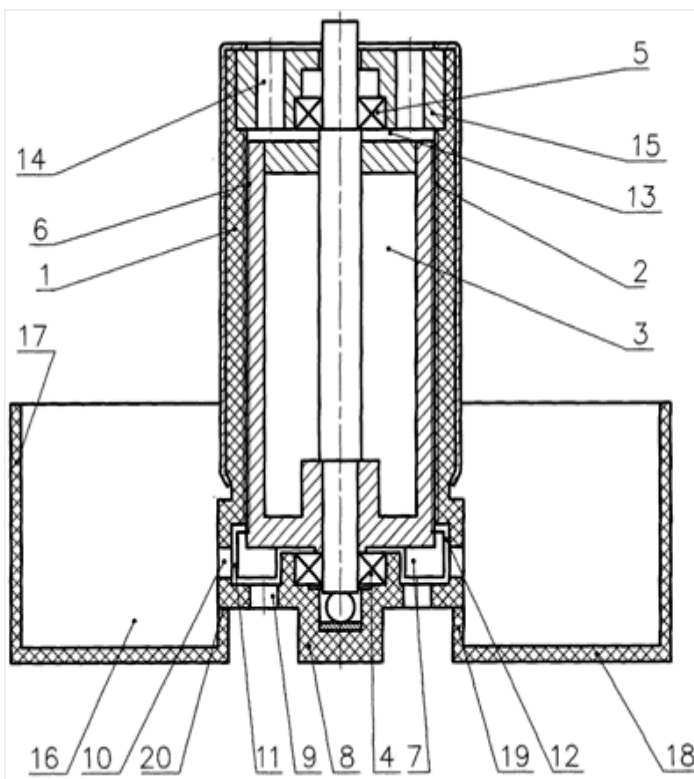


Рисунок 1.1 – Занурюваний ЛГН: 1 – корпус; 2 – гвинтові канавки на корпусі насоса; 3 – ротор; 4 – підшипник вхідний; 5 – підшипник вихідний; 6 – гвинтові канавки на роторі насоса; 7 – лопатки; 8 – дно корпуса; 9 – всмоктуючі отвори; 10 – зливні отвори; 11 – кільцева периферійна порожнина; 12 – кільцевий вхідний канал; 13 – вихідна порожнина; 14 – вихідні отвори; 15 – втулка; 16 – порожнина відстійника; 17 – зовнішня стінка; 18 – дно відстійника; 19 – внутрішня стінка

Конструктивні особливості ЛГН дозволяють використовувати їх для перекачування розплавленого металу, а також в реакторних установках з

рідкометалічним охолодженням [101], рис. 1.2. Відмінністю такої конструкції є виконання конічної сітки 8 перед входом у робочу зону, що зменшує потрапляння дисперсних частинок в зазор між робочими поверхнями, і отже, підвищує робочий ресурс гвинта та втулки. Проте використання такої конструкції для перекачування газорідних сумішей повинно досліджуватись додатково, тому що фізичні особливості перекачування розплавленого металу і газорідної суміші відмінні.

Також використовується схоже конструктивне виконання, яке відрізняється виконанням лопаток на привідному валу з боку камери підведення РР насоса [99]. Це забезпечує одночасне змішування, диспергування та подачу рідини до споживача. Недоліком цих двох конструкцій є великі гідравлічні втрати в багатозахідних гвинтових канавках, крім того, вони мають порівняно складну конструкцію і потребують подальшого удосконалення, щоб відповідати сучасним вимогам до енергоефективності і їх можна було розглядати як перспективні.

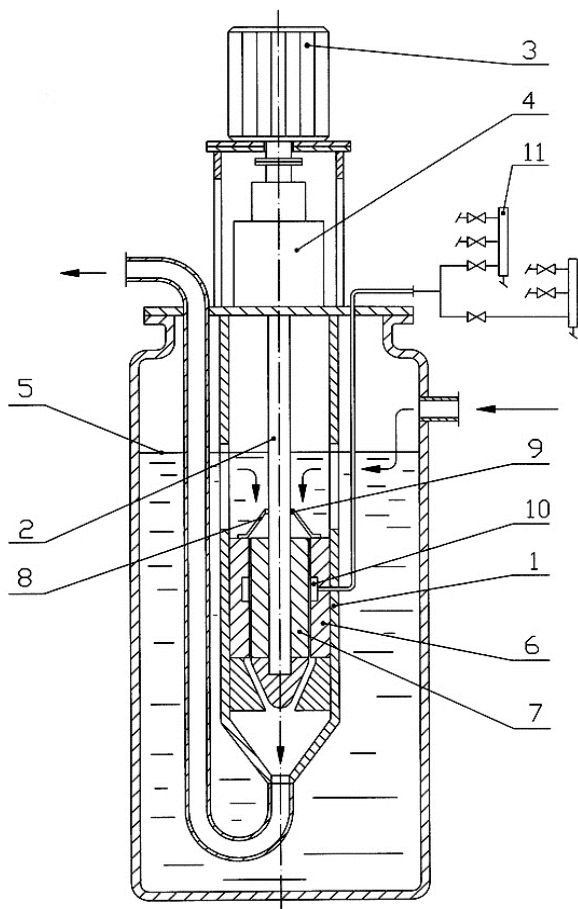


Рисунок 1.2 – ЛГН для перекачування розплавленого металу: 1 – корпус; 2 – вал; 3 – привід; 4 – підшипниковий вузол; 5 – рівень середовища, що перекачується; 6 – втулка; 7 – гвинт; 8 – конічна сітка; 9 – радіальний зазор; 10 – кільцева камера; 11 – колектори

Для перекачування агресивних рідин в промисловості частіше за все використовується конструкція ЛГН, наведена у роботі [50], рис. 1.3, на гвинті і

втулці якого виконані багатозахідні протилежно направлені нарізки спеціальної форми. При обертанні гвинта в нерухомій втулці між ними виникає турбулентна течія РР, яка спрямована в бік нарізок гвинта. Сили тертя, що виникають в РР, створюють на виступах гвинта і втулки сили тиску та тертя.

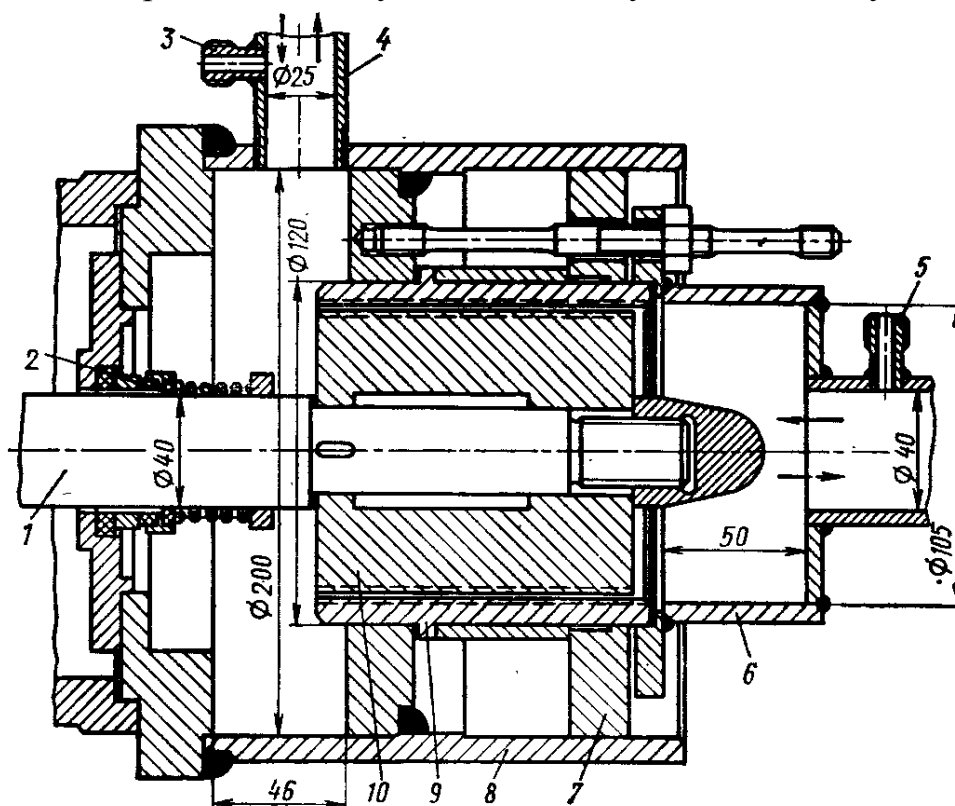


Рисунок 1.3 – Переріз ЛГН: 1 – вал; 2 – торцеве ущільнення; 3, 5 – ніпелі; 4, 6 – труби підведення, відведення рідини; 7 – ущільнююче кільце; 8 – корпус; 9 – втулка; 10 – гвинт

Характеристики типового ЛГН з напівкруглою формою робочих органів (діаметр гвинта 145 мм; довжина гвинта 180 мм; радіальний зазор 0,5 мм; кількість нарізок 14; кут нарізок по відношенню до осі насоса 70°) наведено на рис. 1.4 [49].

Сумським підприємством ПАТ «Насосенергомаш» випускається широка номенклатура насосів для перекачування нафти і нафтопродуктів, рис. 1.5.

Останні розробки такого типу насосів проходять приймальні випробування і за попередніми даними відповідають кращим світовим аналогам. Серед насосів, що виготовляються, існує кілька моделей ЛГН, проте зазначається, що технологія їх виготовлення та методика розрахунку і проектування потребує подальшого удосконалення.

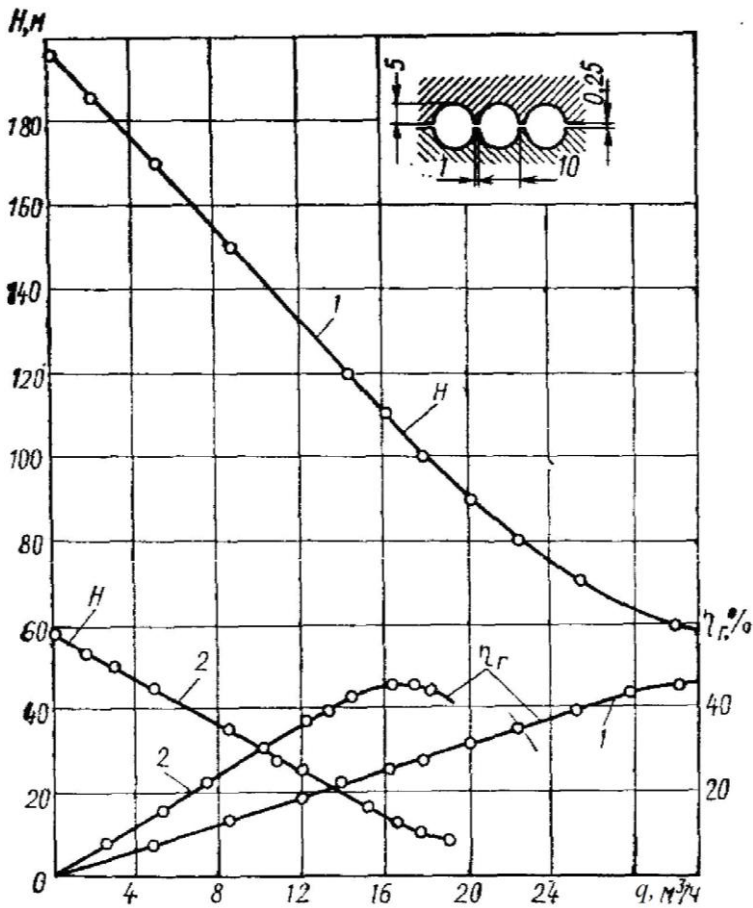


Рисунок 1.4 – Характеристика ЛГН з напівкруглою формою робочих органів: 1 – $n = 2900$ об/хв; 2 – $n = 1450$ об/хв



Рисунок 1.5 – Насоси для перекачування нафти та нафтопродуктів

Значний вплив на робочі характеристики ЛГН має форма його робочих органів. Як видно з рис. 1.6, максимальний ККД ЛГН для робочих органів з різною формою становить при: напівкруглій нарізці – 45 %; прямокутній – 36 %; трапецеїдальній – 30 %; трикутній – 28 % [49].

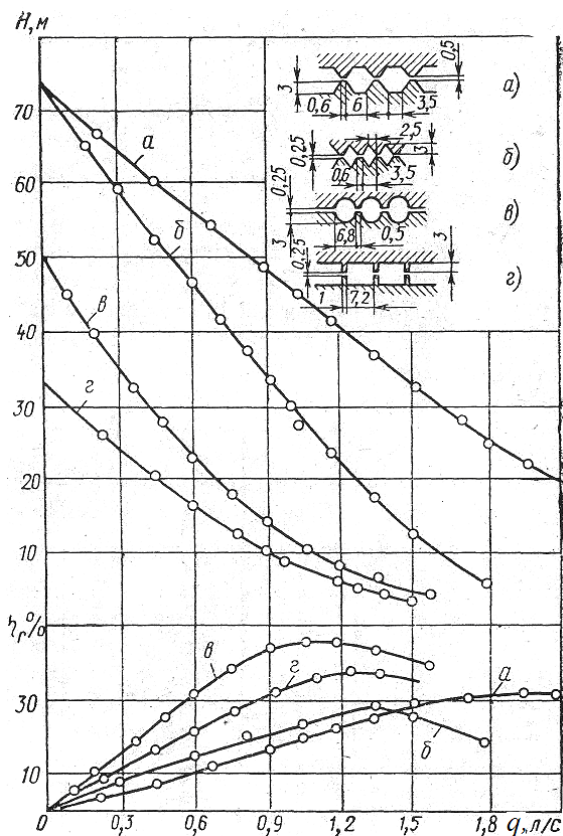


Рисунок 1.6 – Характеристики ЛГН з різною формою робочих органів, який працює на воді: *a* – трапецеїдальна ($R_r = 1,7$ мм); *б* – трикутна ($R_r = 0,8$ мм); *в* – напівкругла ($R_r = 1,7$ мм); *з* – прямокутна ($R_r = 1,7$ мм)

Таким чином існуючі конструкції ЛГН та його робочих органів потребують подальшого удосконалення. Відсутня методика, що дозволяє на етапі проектування оцінити ефективність використання тієї чи іншої форми робочих органів ЛГН.

У додатку Б наведено робочі креслення ЛГН та його робочих органів.

1.2.1. Удосконалені конструкції робочих органів ЛГН

На базі уточненої фізичної моделі ЛГН (див. розд. 2.1) та згідно з сформульованими нижче вимогами до його перспективної конструкції нами розроблено дві удосконалені конструкції його робочих органів. В основу їх розробки було поставлено завдання підвищення напору, ККД та зменшення імовірності виникнення кавітації на вході в насос.

Перша конструкція розробленого ЛГН [103] відрізняється тим, що на вході і виході втулки та гвинта в гвинтових канавках виконані фаски, довжина яких дорівнює чотирьом гідравлічним радіусам гвинтової канавки втулки та гвинта, при цьому фаски на вході втулки та гвинта виконані у вигляді конфузора, з кутом конусності $20^\circ \dots 60^\circ$, а фаски зі сторони камер відведення – у вигляді дифузора з кутом конусності $8^\circ \dots 15^\circ$. Кромки на вході та виході гвинтових канавок втулки і гвинта виконані тупими, рис. 1.7.

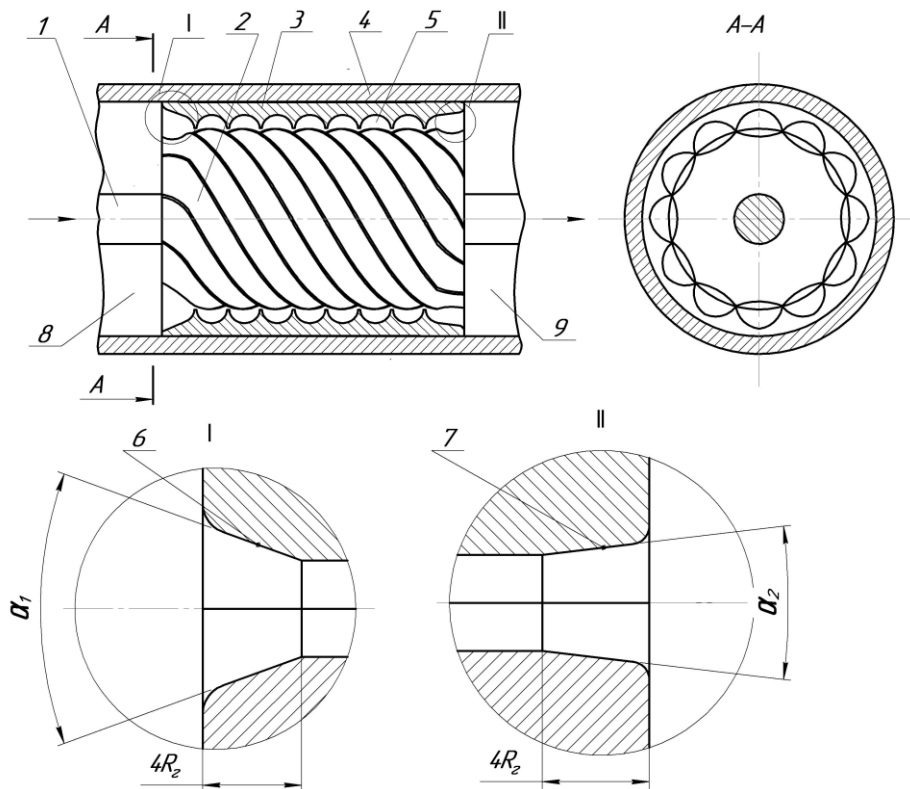


Рисунок 1.7 – ЛГН з удосконаленою формою робочих органів: 1 – привідний вал; 2 – гвинт; 3 – втулка; 4 – корпус; 5 – гвинтова канавка; 6 – фаска біля вхідної порожнини; 7 – фаска біля вихідної порожнини; 8 – камера підведення; 9 – камера відведення

Виконання фасок 6 на втулці 3 та гвинті 2 зі сторони камери підведення РР 8 у вигляді конфузора, за рахунок плавної зміни швидкості на вході в гвинтові канавки 5 забезпечує максимальне зменшення гідравлічних втрат на вході в насос, порівняно з раптовим звуженням потоку, збільшує напір. Поблизу виходу з гвинтових канавок 5 картина течії також змінюється: за рахунок виконання фасок 7 на виході з гвинтових канавок, які утворені нарізками втулки 3 та гвинта 2, з боку камери відведення РР 9 у вигляді дифузора, за рахунок плавної зміни швидкості на виході з гвинтових канавок 5 забезпечується максимальне зменшення гідравлічних втрат на виході з насоса, порівняно з раптовим розширенням потоку. Виконання кромки на вході і виході гвинтових канавок втулки 3 і гвинта 2 тупими зменшує вихороутворення, чим забезпечується зменшення вірогідності появи кавітації на вході насоса та вихороутворення на його виході. Це забезпечує зменшення гідравлічних втрат за рахунок більш плавного формування потоку на виході з гвинтових канавок насоса, збільшує напір.

Друга удосконалена конструкція ЛГН, рис. 1.8, відрізняється тим, що гвинтові канавки на гвинті виконані довгастої форми, у вигляді еліпса, вісь яких утворює з віссю гвинта, у напрямку подачі РР, гострий кут $\alpha = 40^\circ \dots 50^\circ$, та ширина яких, в перерізі на зовнішній поверхні гвинта, дорівнює ширині гвинтових канавок на внутрішній поверхні втулки, чи чотирьом гідравлічним радіусам гвинтової канавки втулки, а кромки на вході та виході гвинтових канавок втулки і гвинта виконані тупими [104].

Таке виконання проточної частини робочих органів ЛГН дозволяє збільшити коефіцієнт діодності (різний гідравлічний опір у прямому та зворотному напрямках руху РР) при перетіканні РР крізь радіальний зазор між канавками втулки та гвинта, за рахунок утворення вихорів різної інтенсивності під час руху РР у прямому та зворотному напрямку. Розроблені конструкції забезпечують виконання вимог щодо перспективного ЛГН і дозволяють підвищити їх робочі характеристики та технічний рівень.

Далі за базову конструкцію приймаємо ЛГН з робочими органами з напівкруглими симетричними канавками на гвинті та втулці – ЛГН типу-І, ЛГН виконаний за [103] – ЛГН типу-ІІ, за [104] – ЛГН типу-ІІІ.

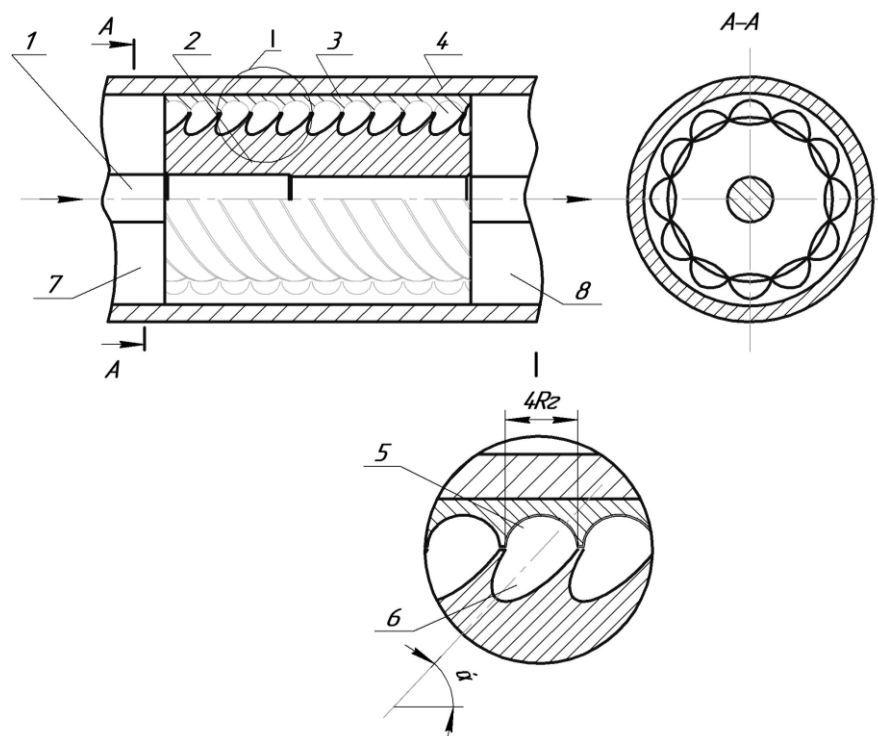


Рисунок 1.8 – ЛГН з удосконаленою формою робочих органів: 1 – привідний вал; 2 – гвинт; 3 – втулка; 4 – корпус; 5 – гвинтова канавка втулки; 6 – гвинтова канавка гвинта; 7 – фаска біля вихідної порожнини; 8 – камера підведення; 9 – камера відведення

1.3. Існуючі методики розрахунку та проектування ЛГН

Методам математичного опису робочих процесів в проточних елементах та пристроях ГА, в т. ч. і ЛГН, присвячені роботи Голубєва А.І., Лур'є З.Я., Марцинковського В.А., Євтушенка О.А., Зайончковського Г.Й., Струтинського, В.Б., Глікмана Б.Ф., Луговського О.Ф., Попова Д.М., Панченка А.І., Сьоміна Д.О., Склярєвського О.М., Мочаліна Є.В., Туріка В.М. та ін. В переважній більшості таких робіт розглядається течія в елементах і пристроях ГА та ущільненнях, наприклад в роботах [87, 134]. В роботі [14] наведені методика та результати математичного моделювання течії РР в проточній частині гідроапаратів. В ній розглядається двовимірна течія РР, тому розроблена математична модель не може бути цілком використана при розрахунку ліній течії та розподілу тиску в проточній частині ЛГН.

Переважає більшість робіт, де розглядається робочий процес у лабіринтно-гвинтових каналах, присвячені ущільненням. У роботі [94] розглянуто робочий процес лабіринтно-гвинтового ущільнення в ламінарному режимі, яке подається як два гвинтових ущільнення. Неправомірність такого розгляду робочого процесу лабіринтно-гвинтового ущільнення доведено експериментальним шляхом у роботі [49].

Методам проектування та дослідження ЛГН присвячені роботи Голубєва А.І., Зозулі І.І., Нестеренко В.Б., Grabowa G. та ін. Тенденції розвитку насосного обладнання для нафтовидобувної промисловості наведені в роботі [137]. Як відзначено у статті [25], стратегічним напрямком розвитку ЛГН є удосконалення форми їх проточної частини, встановлення оптимальних конструктивних і робочих параметрів. Зазначимо, що типовий ЛГН містить камери підведення та відведення РР, розташовані в корпусі, нерухому втулку та на приводному валу гвинт, з виконаними в них різноспрямованими багатозахідними гвинтовими канавками однакової форми.

При розгляді турбулентної течії в ЛГН в роботі [2] як початкові диференціальні рівняння використані рівняння Рейнольдса для турбулентної течії без конвективних інерційних додатків, що не відображає фізику процесу. Крім того, в існуючих теоріях усереднені швидкості виражаються у вигляді степеневих розкладань за радіальною координатою з коефіцієнтами, які можна визначити лише експериментально. Залежність перепаду тиску від подачі в цій роботі отримана з рівняння зміни кількості руху в канавці насоса. Як результат лінійна залежність напору насоса від витрати ще гірше узгоджується з

експериментом, ніж квадратична.

У роботах [48, 49] наведена методика розрахунку і проектування ЛГН. У них говориться про добрий збіг теоретичних розрахунків з експериментальними даними, однак розроблена теорія містить емпіричні коефіцієнти. При проведенні експериментальних досліджень відсутній елемент, який змішує рідину та газову складову, що не відповідає реальним умовам роботи насоса. Зазначено, що розроблена методика потребує уточнення на основі теоретичних та експериментальних досліджень подібних насосів. Не зроблено оцінки максимального вмісту газу в газорідній суміші, яку здатний перекачувати цей насос. Не запропоновано універсальних критеріїв для оцінки характеристик таких насосів. При розгляді течії РР між розгортками поверхонь гвинта та втулки нехтують відцентровими силами, розглядають квазіусталений режим течії в ячійці насоса. При побудові витратної характеристики $H(q)$ за цією методикою необхідно встановити коефіцієнт напору насоса, який визначається експериментально, це обмежує сферу застосування розглянутої методики. Підходи до розгляду робочого процесу в цих працях не відображають повною мірою фізику процесу.

У роботі [3] порівнюються експериментальні характеристики ЛГН і вихрового насосів, відзначається їх схожість. На цій підставі була зроблена спроба розглянути робочий процес ЛГН з використанням рівняння моментів кількості руху так, як це зроблено для вихрового насоса у роботі [117]. Однак при розрахунку напірної характеристики цим методом необхідно знати вже два експериментальні коефіцієнти.

У відомих літературних джерелах, присвячених опису робочих процесі в ЛГН, відзначено, що режим течії РР в його гвинтових канавках турбулентний. Це підтверджується експериментальними дослідженнями з візуалізації течії РР, наведеними у роботі [49]. Однак в ній та інших роботах не наведено значення критичного числа Рейнольдса – $Re_{кр}$, яке характеризує перехід ламінарного потоку РР в турбулентний. У загальному випадку Re визначається з відомої формули

$$Re = \frac{vd}{\nu_t}, \text{ або } Re = \frac{v4R_\Gamma}{\nu_t}, \quad (1.1)$$

де d – діаметр гвинтової канавки, якщо вона має круглу форму.

Значною мірою $Re_{кр}$ залежить від геометричних розмірів та конфігурації каналу, жорсткості його стінок, входу РР в канал, збуджень на вході тощо.

Зазвичай $Re_{кр}$ визначають експериментальним шляхом. У роботі [85] наведені дані значень $Re_{кр}$ для різних місцевих опорів. Оскільки, для круглого отвору у тонкій стінці при витіканні РР під рівень воно становить 3, шліцевої щілини – 60 ... 150 (залежно від відносної її довжини), кільцевої щілини малої довжини – $(3 \dots 5) \cdot 10^2$. Нами встановлено, що на даний час не визначено значення $Re_{кр}$ для ЛГН.

Очевидно, що, розглядаючи процес перекачування РР ЛГН, не можна нехтувати фактором її тертя у гвинтових канавках. Загалом, аналітичні залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ для різних режимів течії РР в круглій трубі наведено в достатньо великій кількості робіт, наприклад [11, 56] та ін. Так, в роботі [132] будь-яку форму каналу рекомендується враховувати, використовуючи гідравлічний радіус або гідравлічний діаметр, а розрахунок втрат проводити за формулою Дарсі-Вейсбаха. В роботі [4] для врахування форми каналу при розрахунку втрат запропоновано вводити коефіцієнт A . Робота [11] поєднує два згаданих вище підходи. В ній пропонується враховувати форму каналу, в якому рухається РР, число Рейнольдса та еквівалентний діаметр. Втрати напору, в роботі [11], розраховують за формулою Дарсі з використанням гідравлічного радіусу та перерахованого числа Рейнольдса. В роботі [89], присвяченій розгляду течії рідини в гвинтоканавочних ущільненнях, наведено формулу для розрахунку витрати в прямокутній гвинтовій канавці залежно від відношення її сторін. Однак наведена формула не може бути цілком використана при розрахунку втрат на тертя в гвинтовій канавці ЛГН, оскільки, її використання обмежено ламінарним режимом течії РР та прямокутною формою гвинтової канавки. Отже, аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнта гідравлічного тертя λ , які б одночасно враховували режим течії РР та форму каналу ЛГН, на сьогодні відсутні.

На сьогодні існує дуже обмежена кількість теоретичних досліджень ЛГН. Це пояснюється відносною новизною цього насоса і складністю гідродинамічних процесів, що відбуваються в ньому.

Однією з важливих характеристик насосів, в тому числі і ЛГН, є нерівномірність їх видатку. Видаток насоса, у загальному випадку, є сумою видатків його робочих камер, зміна об'ємів яких в функції кута обертання вала нестала. Зміна видатку обумовлена зміною об'ємів камер, не залежить від тиску нагнітання та визначається коефіцієнтом нерівномірності видатку [32]

$$\delta_{т.н} = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{т.сеп}}, \quad (1.2)$$

де q_{\max} , q_{\min} і $q_{т.сеп}$ – відповідно максимальний, мінімальний і середній теоретичні видатки на виході з насоса.

Фактична нерівномірність видатку насоса значно перевищує величину $\delta_{т.н}$, що обумовлено стисканням РР, яка міститься в його камерах, при її переносі з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Внаслідок стискання РР до об'єму, що відповідає тиску нагнітання, з напірної магістралі в камеру потрапляє потік РР, який викликає додаткову нерівномірність видатку $\delta_{с.н}$. Значення $\delta_{с.н}$ розраховується за залежністю, аналогічною (1.2), яка, на відміну від $\delta_{т.н}$, суттєво залежить від тиску нагнітання.

Загальний коефіцієнт нерівномірності видатку насоса $\delta_{н}$ визначається за залежністю [32]

$$\delta_{н} \approx \delta_{т.н} + \delta_{с.н}. \quad (1.3)$$

Для більшості об'ємних насосів аналітичні залежності для визначення $\delta_{т.н}$ наведені в літературних джерелах. За даними з роботи [35] коефіцієнт нерівномірності видатку пластинчатого насоса, який за даними з літературних джерел має найменшу пульсацію та знаходиться в межах 0,015 ... 0,09. Причому меншим значенням тиску відповідають менші значення $\delta_{н}$. У більшості робіт, присвячених проектуванню гвинтових насосів теоретичний коефіцієнт нерівномірності видатку приймають рівним нулю $\delta_{т.н} = 0$, та вважають відсутньою нерівномірність видатку, обумовлену стисканням рідини в його робочому об'ємі. Зазначимо, що коефіцієнт нерівномірності видатку гвинтових насосів $\delta_{н}$ знаходиться в межах 0,06 ... 0,007 [34]. На даний час для ЛГН не існує аналітичних залежностей розрахунку миттєвого видатку і коефіцієнта нерівномірності видатку. Невизначено вплив на коефіцієнт нерівномірності видатку ЛГН його конструктивних та робочих параметрів.

У зв'язку використанням ЛГН в якості вхідної ланки занурювальних насосів у нафтових свердловинах на глибині до 1 км особливо актуальним стає фактор забезпечення його високої надійності через великі фінансові витрати, які може спричинити, непередбачуваний вихід ЛГН з ладу. Питанням розрахунку надійності ГА та їх елементів присвячено достатньо велику кількість науково-технічних робіт, наприклад роботи [30, 97, 127, 134]. Однак в

даних роботах відсутні відомості про надійність ЛГН та значення інтенсивності його відмов залежно від умов їх експлуатації.

У статтях [114, 121] наведено методики оцінки та прогнозування надійності, однак ці статті присвячені розгляду електромагнітних клапанів і наведені в них методики розрахунку не можуть бути цілком використані при прогнозуванні надійності ЛГН.

В усіх методиках проектування насосів розглядаються питання забезпечення їх безкавітаційної роботи. Фізична картина виникнення кавітації в ГА на базі аналізу експериментального матеріалу різних авторів наведена в роботі [61]. Відзначено, що поява в рідині кавітаційних бульбашок обумовлюється попередньою наявністю в ній кавітаційних зародків в якості яких виступає розчинений в РР газ, газонасичені тверді частки, ділянки стінок проточних каналів гідроапаратів тощо. В роботі [90] зазначається, що основну роль в кавітаційному впливі на граничні поверхні відіграє фаза захоплення бульбашки, коли енергія порівняно повільно запасається у фазі росту бульбашки, концентрується і виділяється за значно менший час (близько 10^{-6} с) та в дуже малому просторі (близько 10^{-6} мм³). При появі кавітації суцільність потоку порушується. Відмітимо, що ознакою кавітації є падіння тиску на ділянці до величини, яка дорівнює тиску пароутворення $p_{\text{п}}$ в рідині при даній температурі, тобто $p = p_{\text{п}}$, після чого тиск на ділянці практично не змінюється, і для практичних розрахунків його можна приймати $p_{\text{п}} = 0$ [63].

У роботі [45] зазначається, що одне значення числа Рейнольдса відповідає двом режимам з кавітацією та без неї і це залежить від протитиску, який відповідає моменту виникнення кавітації:

$$p_{\text{кр}} = \left(\frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}} \right)_{\text{кр}} = 1 - \left(\frac{\mu_{\text{I}}}{\mu_{\text{II}}} \right)^2, \quad (1.4)$$

де: μ_{I} – коефіцієнт витрати при безкавітаційному режимі течії; μ_{II} – коефіцієнт витрати за абсолютним тиском на вході в насос.

У загальному випадку критерій кавітацій гідроапаратів прийнято розраховувати за формулою [46]

$$\sigma = \frac{2(p_{\text{вих}} - p_{\text{п}})}{\rho v_{\text{ср}}^2}, \quad (1.5)$$

де: $p_{\text{п}}$ – тиск насиченої пари рідини; $v_{\text{ср}}$ – швидкість течії рідини в стисненому перерізі потоку.

У роботі [105] наведено загальні рекомендації щодо визначення числа кавітації залежно від умов роботи насоса. Стверджується, що при підвищенні газовмісту РР число кавітації збільшується і супроводжується гістерезисним ефектом (кавітація виникає при тиску, більшому ніж тиск насичених парів).

Безпосередньо кавітаційні характеристики залежно від форми проточних каналок ЛГН наведені в роботі [49]. В ній зазначається, що ці насоси мають більш високу всмоктуючу здатність ніж вихрові та при зменшенні діаметра робочих органів в них спостерігається суттєве поліпшення кавітаційних характеристик. Так, гранична вакууметрична висота всмоктування для робочих органів з діаметром 100 мм, трапеційдальною нарізкою при 2900 об/хв вала становить 8 м (кавітаційний запас 2 м).

У літературі [110] відмічено, що при виникненні кавітації на вході насоса відбувається винос бульбашок повітря до виходу з насоса, де вони лопаються, в результаті чого на його металевих частинах виникає ерозія. Величина ерозії визначається майже виключно твердістю матеріалу. Зазначимо, що на даний момент не встановлено значення критерію кавітації ЛГН та відсутня інформація щодо впливу на цей критерій робочих та конструктивних параметрів насоса і фізичних властивостей РР.

У відомій науково-технічній літературі при описі фізики робочого процесу ЛГН площу між його гвинтом та втулкою розглядають як замкнуту герметичну чарунку, що є некоректним, не враховуються особливості впливу РР на робочий процес насоса, відсутній аналіз впливу вихороутворення на робочий процес тощо. Сукупність цих факторів суттєво зменшує точність розрахунків робочих характеристик ЛГН.

Значною мірою технічний рівень ЛГН визначається його ущільненнями, які працюють в несприятливих умовах оточуючого середовища. Питанням проектування торцевих ущільнень присвячено достатню кількість наукових робіт. Так, у роботі [36] наведено схеми торцевих ущільнень, описано особливості їх роботи. У роботі [89] наведено класифікацію ущільнень для з'єднань пристроїв з обертовим рухом. Наведені залежності для визначення їх геометричних розмірів. Розглянуто тертя в них. Найбільш повно торцеві ущільнення розглянуто у довіднику [131], де крім класифікації та конструкцій торцевих ущільнень докладно розглянуто фізичні процеси, що відбуваються в них. Визначено контактний тиск в ущільненні, витоки в ньому. Наведено основи теорії розрахунку контактних ущільнень, а саме: визначено силові і гідродинамічні характеристики пари тертя; розглянуто сили тертя та теплоти,

яка виділяється в парі тертя; проведено оцінювання взаємодії елементів конструкції ущільнення, силових, температурних деформацій та нерівномірність розподілення температури в парі тертя. Однак в цих та інших проаналізованих нами літературних джерелах не виявлено робіт, в яких розглядається робота торцевих ущільнень при дії гармонічних вимушених коливань.

Слід зазначити, що сучасна методика розрахунку і проектування ЛГН повинна містити оптимізацію його конструктивних та робочих параметрів. Загалом, оптимізацію параметрів ГА і їх елементів у більшості наукових роботах виконують, розглядаючи їх у складі гідравлічної системи чи гідроприводу та проводячи оптимізацію за одним критерієм, наприклад у статті [107]. У роботі [95] задача визначення оптимальних площ дроселюючих щілин гідророзподільників розв'язана прямими аналітичними методами, а в роботі [136] визначення оптимальної відстані між кромками плунжера гідророзподільника проводиться графоаналітичним методом. Робота [13] присвячена проектуванню резонаторів з відгалуженням, математичні моделі робочого процесу яких побудовані з використанням перетворень Фур'є, що можуть бути використані при визначенні їх раціональних, конструктивних і робочих параметрів. Слід зазначити, що в роботах [13, 95, 107, 136] мова йде скоріше не про оптимізацію, а про раціональний вибір окремих параметрів ГА та гідравлічних пристроїв, оскільки в даних роботах не визначені критерії оптимальності, функціональні та критеріальні обмеження.

У роботі [93] проводиться порівняльний аналіз методів оптимізації ГА, проте відсутні відомості щодо вибору методу оптимізації групи спеціальних насосів, до яких належить ЛГН. Методом дослідження параметрів простору проведена багатокритеріальна оптимізація конструктивних та робочих параметрів ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів, яка наведена у роботі [17]. Цей метод використовується для багатокритеріальної оптимізації параметрів клапана з осциляцією [15] та гідравлічного гасителя пульсацій тиску [18] і може бути використаний при багатокритеріальній оптимізації ЛГН. Однак для використання цього методу не розроблені критерії оптимальності, не визначені параметричні та функціональні обмеження. Таким чином, на сьогодні відсутні роботи, в яких розглядається оптимізація конструктивних та робочих параметрів ЛГН, не розроблено універсальної методики його багатокритеріальної оптимізації, не встановлено критерії оптимізації.

Проведений аналіз використання ЛГН в промисловості показав, що універсальний підхід для прогнозування й оцінювання технічного рівня та економічного обґрунтування доцільності виробництва ЛГН відсутній. Існує потреба в комплексній оцінці технічного рівня ЛГН з урахуванням раціональної кількості показників, які несуть різносторонню, максимальну інформативність стосовно його технічних параметрів, умов експлуатації, ремонту тощо. Це забезпечить розширення сфери ефективного використання ЛГН.

Таким чином встановлено, що перспективний ЛГН повинен задовольняти таким вимогам: мати високий ККД та надійність; працювати на РР с високим газовмістом без зриву видатку; забезпечувати протягом усього часу експлуатації кавітаційні показники не гірше ніж у ГА зі звичайним рівнем кавітації; мати конструкцію, яка забезпечить низьку його собівартість, спростить обслуговування та підвищить показники технічного рівня. Існуючі методики розрахунку і проектування не враховують повною мірою гідродинамічні процеси, які відбуваються в гвинтових канавках, властивості РР та містять емпіричні коефіцієнти. Робочі характеристики ЛГН значною мірою залежать від форми його гвинтових канавок. Досвід розрахунку та проектування ЛГН показує, що існуюча фізична модель робочого процесу не враховує ряд важливих факторів: нестационарність гідромеханічних процесів; характеристики РР, що змінюються в процесі його функціонування; форму робочих органів; не встановлено значення $Re_{кр}$, це знижує їх точність та точність математичних моделей робочих процесів, побудованих на цій базі. Крім того, ряд припущень, які приймали для зменшення труднощів при обчисленні робочих характеристик ЛГН, знижували точність розрахунків та не були науково обґрунтовані.

Створення сучасної теорії розрахунку та проектування ЛГН з урахуванням всіх зазначених вище факторів дозволить отримати ЛГН з суттєво поліпшеними робочими характеристиками, підвищити їх технічний рівень, конкурентоспроможність та розширити сферу використання. Це є важливим завданням у промисловості. Розробку досконалих методів розрахунку ЛГН можна здійснити шляхом дослідження робочих процесів, що відбуваються в них. Таким чином, можна констатувати важливу науково-практичну задачу – підвищення вихідних характеристик ЛГН шляхом розробки теорії його робочого процесу на базі узагальненої фізичної моделі, методики проектування, що містить багатокритеріальну оптимізацію параметрів, які і є підґрунтям для підвищення його технічного рівня та удосконалення конструкції.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРІЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ

2.1. Уточнення фізичної моделі робочого процесу ЛГН

Максимальне врахування особливостей фізичних та гідродинамічних процесів, які відбуваються в гвинтовій канавці ЛГН в процесі його функціонування, дозволило уточнити фізичну модель його робочого процесу.

Передача енергії РР в насосі відбувається за рахунок обертання гвинта відносно втулки, в результаті чого відбувається силова взаємодія між рідиною, що обтікає гвинт, та рідиною, яка обтікає втулку. Виступи нарізок втулки інтенсифікують цей процес. На умовній поверхні розділу простору між гвинтом та втулкою відбувається активізація сили турбулентного тертя, яке підсилюється відцентровими силами, викликаними обертанням гвинта та вихорами, утвореними внаслідок нестационарної течії РР, а також вихором, що виникає внаслідок перетікання РР крізь радіальний зазор між канавками втулки та гвинта. Проявляється дія густини РР, яка обумовлює дифузію вихорів. Зазначимо, що сили турбулентного тертя та інтенсивність утворення вихорів залежать безпосередньо від геометричних параметрів гвинта та втулки, зазору між ними, властивості матеріалів (їх шорсткості), швидкості обертання гвинта і параметрів РР, що перекачується, рис. 2.1.

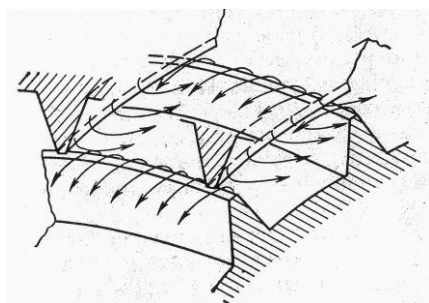


Рисунок 2.1. – Утворення вихорів у канавці ЛГН

Необхідно зазначити, що характер течії РР неоднорідний по всій довжині гвинта. На вході в канавку відбувається формування течії. Поблизу виходу картина течії також змінюється – канавка розкривається. У довільному торцевому перерізі насоса відносно положення виступів нарізок втулки та гвинта безперервно і періодично змінюється. Частота зміни положення виступів – основна частота пульсацій видатку в цьому перерізі дорівнюють добутку частоти обертання гвинта на кількість заходів нарізки, це підтверджено експериментальними дослідженнями таких насосів, наведеними в роботах

[23, 49].

Як уже було зазначено в розд. 1, сили тертя, що виникають в РР, створюють на виступах гвинта і втулки сили тиску та тертя. Оскільки режим течії РР зазвичай турбулентний при обтіканні виступів, коли РР має порівняно малу в'язкість, основну функцію виконують сили тиску, перпендикулярні до поверхні виступів нарізок. Складові цих сил в осьовому напрямку визначають напір насоса.

Таким чином при роботі насоса відбувається рух РР в двох взаємно протилежних напрямках: від входу насоса до його виходу (прямий потік), який відбувається в гвинтових канавках та обумовлений обертанням гвинта; від виходу насоса на його вхід (зворотний потік), обумовлений течією РР, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, під дією перепаду тиску на вході та виході насоса і власної ваги у разі негоризонтального розташування насоса. Крім того, внаслідок обертання гвинта виникають перетікання РР крізь щілину, утворену виступом втулки та нарізкою гвинта, з однієї гвинтової канавки в іншу (витрата перетікання).

Уточнено фізичну модель робочого процесу ЛГН в частині врахування втрат тиску на вході і виході з насоса та перетіканням РР крізь радіальний зазор між канавками втулки та гвинта, яку покладено в основу розробки теорії його проектування. Теоретичним шляхом вперше доведено, що витратою перетікань в щілині утвореної виступом втулки та нарізкою гвинта з однієї гвинтової канавки в іншу можна знехтувати. Причому похибка від цього не перевищить 1 %. Це доведено шляхом математичного моделювання течії РР в проточній частині ЛГН, див. п. 2.4.

2.2. Урахування параметрів РР при розрахунку характеристик ЛГН

Точність розрахунку робочих характеристик та моделювання гідродинамічних процесів у насосах, незалежно від їх типу, залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять: густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності, температура, газоміст. Більшість дослідників приймають значення цих параметрів постійними, рівними їх середньому значенню за час функціонування ГА.

Значний внесок у дослідження роботи насосів на газорідних сумішах з

великим вмістом газової складової зроблено на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ під керівництвом проф. Євтушенко А.О., наприклад роботи [54, 116]. Але в даних роботах не розглядаються ЛГН. Конструкціям відцентрових насосів для подачі рідин з великим газовмістом присвячена стаття [4]. Проте в ній відсутній аналіз впливу газовмісту РР на робочі характеристики насосів. Найбільш повно ці питання знайшли висвітлення в монографії А.І. Голубєва [49]. В ній наведено методику розрахунку характеристик ЛГН, що працюють на газорідинній емульсії, але дана методика містить емпіричні коефіцієнти, визначені експериментальним шляхом. Говориться про добрий збіг теоретичних розрахунків з експериментальними даними. При проведенні експериментальних досліджень газ та рідина подавалися на вхід насоса через окремі входи, що не відповідає його реальним умовам роботи. Відзначено, що розроблена методика потребує уточнення на основі теоретичних та експериментальних досліджень таких насосів.

ЛГН використовуються для перекачування газорідинних сумішей. Тому при розрахунку їх характеристик необхідно враховувати структуру суміші. Уся різноманітність структур газорідинних сумішей може бути зведена до чотирьох основних груп (рис. 2.2) [55]:

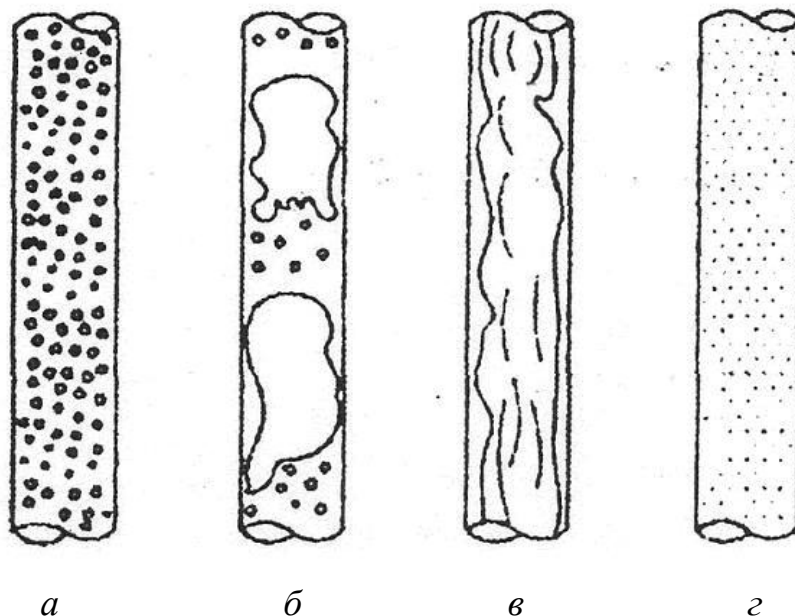


Рисунок 2.2 – Структура газорідинних сумішей: *a* – бульбашкова; *б* – пробкова або снарядна; *в* – кільцева; *г* – дисперсна

a) бульбашкова течія – газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним;

б) пробкова або снарядна течія – частина газових бульбашок зливається і займає майже весь поперечний переріз труби; крупні бульбашки, що утворилися, мають характерну форму у вигляді снарядів, які рухаються трубопроводом один за одним та розділені шаром рідини або газорідинною сумішшю;

в) кільцева (осьова) течія (стрижневий режим) – на стінках трубопроводу є рухомий шар рідини або плівка, в центрі трубопроводу рухається газовий потік;

г) дисперсна течія (режим туману) – увесь переріз труби зайнятий газовим потоком із завислими у ньому крапельками рідини.

При дослідженнях ЛГН вважали, що структура газорідинної суміші є бульбашковою.

Характер зміни температурного режиму роботи ГА у загальному випадку невідомий, тому початковою T_0 і змінною температурою рідини $T(t)$ задаються, визначаючи останню з теплового розрахунку ГА в усталеному режимі або приймаючи на підставі даних експлуатації подібних ГА. Приймають, що РР добре очищена, а тверді частки, що присутні в ній, не впливають на роботу ГА.

Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур ГА значимість параметрів РР зростає [130]. Так при збільшенні температури РР на кожні 10 °С в діапазоні 30...70 °С відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7 % до 6 %, а різне навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталий режим теплового балансу [51]. Температура РР у ГА з водяним охолодженням знаходиться в межах 50...60 °С, а з повітряним – 70...80 °С [118]. Тому на першому етапі моделювання робочих процесів у ГА приймають значення температури РР постійним – рівним її середньому значенню у даному температурному діапазоні. Зазначимо, що за даними ЗАТ «ХЕМЗ ІРЕС» температура РР у свердловині знаходиться в межах 120...160 °С, що потребує врахування при проектуванні ЛГН, які працюють у якості вхідних ступенів занурювальних насосів.

Значний вплив на параметри РР має нерозчинене повітря, що міститься в ній. У роботі [124] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму РР, їх випадкові радіуси становлять 0,065...0,075 мм, середньоквадратичне відхилення яких складає 0,032...0,037 мм, та в одному кубічному міліметрі РР знаходиться в середньому 7...8 бульбашок повітря. Це

відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4...1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1...2 %), наведеними в різних літературних джерелах, наприклад [118]. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно з класифікацією [55], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, що є дисперсним. Зазначимо, що при зміні тиску у ГА нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки, причому такий перехід у першому наближенні відбувається за експонентою з постійною часу. Наприклад для масла АМГ-10А перехід з газоподібного стану у розчинений при тиску 5 МПа становить 2580 с, а при зворотному процесі – 25200 с, тобто на порядок більше. Слід зазначити, що при турбулентному русі РР значення цих постійних часу зменшується на два-три порядки [64].

Зміну об'єму розчиненого повітря у РР на окремих ділянках ГА, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{r0}(t) = \frac{\alpha W_p p(t)}{p_0}, \quad (2.1)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря у РР.

З урахуванням формули (2.1) об'єм нерозчиненого повітря у РР визначають за залежністю

$$W_r(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t), \quad (2.2)$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у РР.

Врахування розчиненого у РР повітря або газу натрапляє на великі труднощі, тому більшість дослідників розчиненою фазою РР нехтують. Похибка в результаті такого припущення не перевищує 1 %.

Для визначення характеристик двофазної РР використовували аналітичні залежності з роботи [88], які наведені нами у такому вигляді:

- модуль об'ємної пружності:

$$E_c(t) = k[p(t)+1][Ap(t)+B] \frac{(1-m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0^k \sqrt[4]{\frac{p_0+1}{p(t)+1}}}{k[p(t)+1](1-m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0 [Ap(t)+B]^k \sqrt[4]{\frac{p_0+1}{p(t)+1}}}; \quad (2.3)$$

- густина:

$$\rho_c(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_c(t)} \right] \left[\frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right\} + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0}{T(t)}; \quad (2.4)$$

• коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_c(t) = \mu_0 (1 + 1,5m_0) \left[1 + a \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}; \quad (2.5)$$

• коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$v_{tc}(t) = \mu_c(t) / \rho_c(t). \quad (2.6)$$

У наведених вище формулах позначено: k – показник політропи; A , B – параметри рідини залежно від її температури і типу, визначаються з статті [111]; $m_0 = \frac{W_{r0}}{W_{c0}}$ – відношення фази нерозчиненого повітря W_{r0} до повного об'єму суміші W_{c0} ; ρ_{p0} і ρ_{r0} – густина рідини і газової складової при нормальних умовах відповідно; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини; T_0 і $T(t)$ – абсолютна початкова і змінна температури рідини в ГА відповідно; a , λ_T – коефіцієнти ($a = 0,003$, λ_T , залежить від типу рідини та знаходиться в межах 0,023 ... 0,028).

Модуль пружності РР у ГА з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [108]

$$E_{пр}(t) = \frac{E_c(t)}{1 + \frac{d_{тр} E_c(t)}{\delta_{тр} E_{тр}}}, \quad (2.7)$$

де $E_{пр}(t)$ – приведений модуль пружності РР; $d_{тр}$ і $\delta_{тр}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{тр}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Розрахунок модуля об'ємної пружності РР з використанням залежності (2.7) дозволяє з високою точністю визначити його значення для обмеженої кількості типів РР, для яких значення емпіричних коефіцієнтів відомі. Подальший розвиток промисловості привів до створення та використання у сучасних ГА нових типів РР, для яких значення емпіричних коефіцієнтів, що входять до формули (2.7), невизначені. Тому, у роботі [52] для розрахунку модуля об'ємної пружності РР з урахуванням газовмісту та рівня тиску в ГА пропонується використовувати наближену залежність [52]

$$E_{\text{см}} = E_p \frac{p^2 (W_p^* + W_r^* \frac{p_0}{p})}{W_p^* p^2 + W_r^* E_p p_0}, \quad (2.8)$$

де W_p^* – відношення об'єму РР W_p до сумарного об'єму W_Σ , $W_\Sigma = W_p + W_r$;

W_r^* – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $W_r^* = \frac{W_r}{W_\Sigma}$.

Однак залежність (2.8) не враховує зміну тиску в ГА у процесі функціонування, що дещо зменшує її точність.

У статті [16] отримано залежність для розрахунку зміни в часі густини РР з урахуванням газомісту та зміни тиску в ГА

$$\rho(t) = \rho_{\text{РР}0} (1 - z) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_{\text{см}}} \right] + \rho_{\text{Г}0} z \frac{p(t)}{p_0} \quad (2.9)$$

де $\rho_{\text{РР}0}$ і $\rho_{\text{Г}0}$ – відповідно густина РР і газу при тиску p_0 ; z – частка об'єму рідинно-газової суміші (середовища), зайнятої газом, $z = \frac{W_r}{W_p}$.

Однак залежність (2.9) містить постійне значення модуля об'ємної пружності РР та не враховує зміни об'єму нерозчиненого повітря у ГА. Це знижує точність розрахунків. Слід зазначити, що для ЛГН рекомендована в'язкість рідини, що перекачується, повинна знаходитися у межах 3...40 сСт.

Таким чином визначені параметри РР, урахування яких дозволить підвищити точність розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів, що відбуваються в ЛГН.

2.3. Робочі характеристики ЛГН

Розрахунок робочих характеристик ЛГН базується на уточненій нами фізичній моделі його робочого процесу. Приймаємо, що гвинт і втулка обертаються у протилежних напрямках. Проведена нами оцінка відцентрових сил, які діють на рідину у робочому просторі насоса і пропорційні відношенню висоти прохідного перерізу насоса до його середнього радіуса, показала, що при нехтуванні ними похибка не перевищить 1 %. Тому далі цими силами нехтували. Течію РР в канавці розглядали як квазіусталену. Вважали, що течія РР в канавках насоса розвинена турбулентна, тобто вона є усталеною лише відносно осереднених за часом параметрів швидкостей і тисків та незмінною на

достатньо великому середньому відтинку. Таким чином коефіцієнти втрат на вході і виході насоса та тертя визначаються за тими ж самими залежностями, що і для звичайних гідравлічних пристроїв при усталених режимах течії РР. Вважали, що швидкість РР, за якою визначається витрата перетікання, що обумовлена обертанням гвинта, перпендикулярна до осі насоса, тому при визначенні робочих характеристик ЛГН нею нехтували.

Розглянемо течію РР в щілині утвореної виступом втулки та нарізкою гвинта з однієї гвинтової канавки в іншу. В роботі [108] доведено, що для розрахунків робочих процесів у щілинах можна використовувати такі ж рівняння гідродинаміки, як при описі ламінарних неусталених потоків РР в трубах, якщо виконується умова

$$\frac{v_t}{\delta^2} \gg \frac{1}{T}, \quad (2.10)$$

де T – масштаб часу, характерний для даного процесу.

Зазначимо, що обґрунтування стаціонарності течії РР в проточній частині ЛГН, проведене на попередньому етапі моделювання, за числом Струхалія, яке є одним з критеріїв подібності і являє відношення локальної інерційної сили до конвективної та характеризує стаціонарність течії рідини, становить 0,05, що підтверджує прийняте припущення про стаціонарність течії.

Приймаючи за характерний розмір процесу період коливань РР у щілині та конструктивні розміри робочих органів ЛГН з креслень за формулою (2.10) проводили розрахунки. Ця умова виконується. Тому далі розглядали задачу ламінарної течії РР між співвісними циліндрами, що обертаються, розв'язок якої наведено в [56]. При нерухомому зовнішньому циліндрі швидкість РР на поверхні рухомого гвинта визначається згідно з залежністю

$$v_y = \frac{d_{гв}}{2} n_{гв}, \quad (2.11)$$

де v_y – швидкість РР на поверхні рухомого гвинта перпендикулярна осі його обертання; $n_{гв}$ – частота обертання гвинта.

Тоді витрата перетікань розраховується за залежністю

$$q_{пер} = L_k \delta v_y, \quad (2.12)$$

де L_k – довжина гвинтової лінії.

Проведені розрахунки за формулами (2.11), (2.12) для ЛГН з напівкруглими канавками, гвинт якого обертався з частотою 2900 об/хв, $L_k = 110$ мм, витрата перетікань становить $q_{пер} = 3,217 \cdot 10^{-4}$ м³/с. Дійсний видаток

ЛГН з таким же робочим органом для середньої точки робочої характеристики становить $q_{\text{дій}} = 3,888 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, тобто 8,27 % [49]. Зазначимо, що витрата перетікань розрахована за умови обертання цілого циліндра, а в нашому випадку виступи становили менш ніж 10 % від поверхні циліндра. Таким чином доведено, що витратою перетікань в щілині утвореної виступом втулки та нарізкою гвинта з однієї гвинтової канавки в іншу, правомірно можна знехтувати.

При розгляді робочого процесу ЛГН приймали, що нарізки гвинта та втулки мають однакову форму та розміри і характеризуються гідравлічним радіусом. Характерні геометричні розміри ЛГН наведені на рис. 2.3.

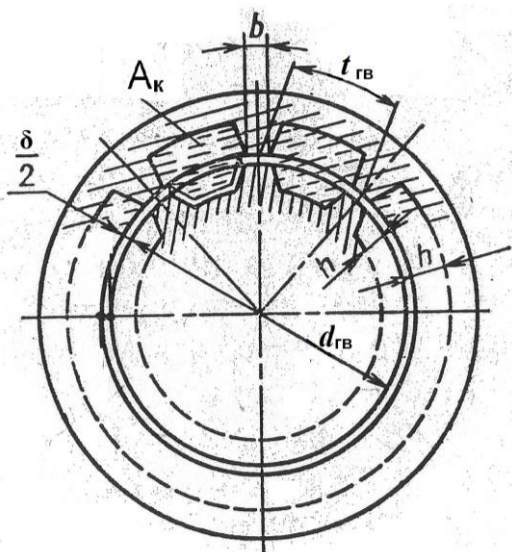


Рисунок 2.3 – Характерні геометричні розміри ЛГН (поперечний переріз): $t_{\text{гв}}$ – крок гвинтової канавки у поперечному перерізі; b – ширина верхівок гвинта в поперечному перерізі; δ – діаметральний зазор між нарізками гвинта та втулки

Згідно з фізичною моделлю робочого процесу ЛГН середній видаток на його виході визначають за залежністю

$$q_{\text{сер}} = z[q_1(n) - q_2(\Delta p_{\text{вих}})], \quad (2.13)$$

де q_1 – видаток, обумовлений переміщенням об'єму РР, який знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оборот гвинта; q_2 – видаток, обумовлений течією РР, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, під дією перепаду тиску на вході та виході насоса $\Delta p_{\text{вих}}$ та власної ваги у разі негоризонтального розташування насоса.

Для отримання універсальної залежності для визначення середнього видатку на виході з насоса для різних форм робочих органів їх розміри визначали через гідравлічний радіус $R_{\text{г}}$. Видаток, обумовлений переміщенням об'єму РР, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оберт гвинта визначали за залежністю

$$q_1(n) = k_{\text{кв}} A_{\text{к}} L_{\text{к}} \frac{n}{60}, \quad (2.14)$$

де $k_{\text{кв}}$ – коефіцієнт, який враховує реальний об'єм гвинтового каналу:

$$k_{\text{кв}} = \frac{A_{\text{к}} L_{\text{к}} - A_{\text{к}} (4R_{\text{г}} + b) + \frac{4}{3} \pi (2R_{\text{г}})^3}{A_{\text{к}} L_{\text{к}}}; \quad (2.15)$$

$A_{\text{к}}$ – площа перерізу гвинтового каналу, м^2 (див. рис. 2.4):

$$A_{\text{к}} = 4\pi R_{\text{г}}^2; \quad (2.16)$$

$L_{\text{к}}$ – довжина гвинтової лінії, м:

$$L_{\text{к}} = \sqrt{(\pi d_{\text{гв}})^2 + s_{\text{гв}}^2}, \quad (2.17)$$

де $s_{\text{гв}}$ – крок гвинтової канавки.

Видаток, обумовлену течією РР, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, розраховували за формулою

$$q_2(\Delta p_{\text{вих}}) = \mu(\text{Re}) \left[\frac{A_{\text{к}}}{2} + \delta R_{\text{г}} \right] \sqrt{2g \left(\frac{p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}}{\rho_{\text{с}} g} + h_{\text{вт}} + l_{\text{гв}} \right)}, \quad (2.18)$$

де $h_{\text{вт}}$ – втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореному виступом на втулці та заглибинами гвинта, які знаходили за залежністю:

$$h_{\text{вт}} = \left[\lambda(\text{Re}) \frac{L_{\text{к}}}{4R_{\text{г}}} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}} + k_{\text{от}} \zeta_{\text{отв}} \right] \frac{v_{\text{ср.вих}}^2}{2g}, \quad (2.19)$$

де $v_{\text{ср.вих}}$ – середня швидкість РР в гвинтовому каналі на виході з насоса

$$v_{\text{ср.вих}} = \frac{q_{\text{ср}}}{z A_{\text{к}}}. \quad (2.20)$$

У формулах (2.18) і (2.19) прийнято такі позначення: $\mu(\text{Re})$ і $\lambda(\text{Re})$ – відповідно коефіцієнти витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, і коефіцієнт втрат на тертя, які залежать від числа Re для середньої швидкості РР в гвинтовому каналі на виході з насоса; b – ширина виступів гвинта; $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вих}}$ і $\zeta_{\text{отв}}$ – відповідно коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході і при раптовій зміні прохідного перерізу, які визначали за відомими залежностями, наприклад роботи [12]; $k_{\text{от}}$ – коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині гвинтової канавки та розраховується за формулою

$$k_{от} = Int \left(\frac{l_{гв}}{s_{гв}} \right), \quad (2.21)$$

де $Int \left(\frac{l_{гв}}{s_{гв}} \right)$ – ціла частина від числа; $\frac{l_{гв}}{s_{гв}}$ – найближче менше число.

Коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, визначали за формулою [52]

$$\mu(Re) = \mu_c \frac{\sqrt{Re}}{\sqrt{Re_k + Re}}, \quad (2.22)$$

де μ_c – коефіцієнт витрати в статичному режимі; Re_k – коефіцієнт корекції.

2.3.1. Розрахунок видатку ЛГН

Він складається з такої послідовності дій [68, 69].

- Попередньо задаємося геометричними параметрами насоса (параметрами його робочих органів), параметрами РР та частотою обертання гвинта.

- На першому етапі розрахунку, за формулою (2.14), визначаємо видаток, обумовлений переміщенням об'єму РР, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оборот гвинта – $q_1(n)$.

- На другому етапі задаємо видаток, обумовлений течією РР, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса та протікає крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта $q_2(\Delta p_{вих})$. Зазначимо, що значення видатку $q_2(\Delta p_{вих})$ не повинно перевищувати значення видатку $q_1(n)$. За формулою (2.13) знаходимо середній видаток на виході з насоса та за формулою (2.20) середню швидкість РР у гвинтовому каналі на виході з насоса.

- На третьому етапі за середньою швидкістю РР у гвинтовому каналі на виході з насоса розраховуємо число Re . Визначаємо коефіцієнт втрат на тертя – $\lambda(Re)$ і за формулою (2.19) втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореному виступом на втулці і заглибинами гвинта – $h_{вт}$. Знаходимо коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та заглибинами гвинта, – $\mu(Re)$, за формулою (2.22).

- На четвертому етапі подаємо формулу (2.18) у вигляді:

$$p_{вих} - p_{вх} = \Delta p_{вих} = \frac{q_2(\Delta p_{вих})^2 \rho_c}{2\mu(Re)^2 [A_k/2 + \delta R_r]^2} - \rho_c g(h_{вт} + l_{гв}). \quad (2.23)$$

Приймаємо, що тиск на вході у насос $p_{\text{вх}} = 0$. Підставляємо у формулу (2.14) значення величин, визначених на другому та третьому етапах, та знаходимо тиск на виході з насоса $p_{\text{вих}}$. Розраховуємо напір на виході з насоса

$$H = \Delta p_{\text{вих}} / \rho_c g. \quad (2.24)$$

Знаючи $q_{\text{сер}}$ та H , отримуємо точку характеристики ЛГН.

- На п'ятому етапі задаємо нове значення витратку $q_2(\Delta p_{\text{вих}})$, повторюємо другий, третій і четвертий етапи та знаходимо нову точку характеристики ЛГН.

Розрахунок повторювали для отримання необхідної кількості точок для побудови графічної залежності $H = f(q_{\text{сер}})$. Зазначимо, що максимальне значення тиску на виході з насоса є при $q_1(n) = q_2(\Delta p_{\text{вих}})$.

- Будуємо характеристику насоса $H = f(q_{\text{сер}})$.

Алгоритм розрахунку характеристики ЛГН наведений у додатку В, а програма розрахунку у додатку Г. Зазначимо, що відносна похибка між характеристиками, розрахованими за розробленою методикою, та отриманими експериментальним шляхом, наведеними у роботах [23, 38, 49], не перевищує 20 %. Таку розбіжність можна пояснити складністю механізму вихороутворення і дифузії РР та переносом кількості руху на поверхні розділу РР між гвинтом та втулкою. Безумовною перевагою розробленої методики є те, що, на відміну від відомих, вона не містить емпіричних коефіцієнтів, визначених експериментальним шляхом.

2.3.2. Врахування форми гвинтової канавки в характеристиках ЛГН

На сьогодні не існує універсальної аналітичної залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , яка б одночасно враховувала режим течії РР та форму каналу. Коефіцієнти гідравлічного тертя для ламінарного режиму течії розраховували за відомою формулою:

$$\lambda = \frac{A_\phi}{\text{Re}}, \quad (2.25)$$

де A_ϕ – коефіцієнт форми для ламінарного руху РР, табл. 2.1.

Коефіцієнти гідравлічного тертя для турбулентного режиму течії визначали за формулою [75]

$$\lambda = K_\phi \left(\frac{\Delta}{4R_r} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (2.26)$$

де K_ϕ – коефіцієнт форми для турбулентного руху РР (табл. 2.1); Δ – середня висота виступу шорсткості.

Для розрахунку гідравлічних втрат у гвинтових каналах ЛГН необхідно знати режим течії РР в них, який визначається $Re_{кр}$ (див. табл. 2.1). Значення $Re_{кр}$ для ЛГН не встановлено, тому визначали його опосередкованим методом. Відомо, що при переході течії РР в каналі з ламінарної в турбулентну різко зростає його опір та витратно-перепадна характеристика має точку перегину. Це дозволяє за експериментальними витратно-перепадними характеристиками ЛГН визначити $Re_{кр}$ для гвинтових канавок різної форми. Використовуючи витратно-перепадну характеристику ЛГН з робочими органами з напівкруглою канавкою з роботи [23, 49] та формулу (1.1), нами встановлено, що для нього $Re_{кр} \approx 630$. Зазначимо, що для ЛГН з іншими формами гвинтової канавки значення $Re_{кр}$ будуть інші.

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів форми [14]

Форма	Коефіцієнти форми, режим течії		
	ламінарний A_ϕ	турбулентний K_ϕ	
Круг діаметром d	64	0,11	
Квадрат зі стороною a	57	0,098	
Рівносторонній трикутник зі стороною a	53	0,091	
Прямокутник зі співвідношенням сторін $a/b =$	85	0,15	
	0,1		
	0,2	76	0,13
	0,25	73	0,12
	0,33	69	0,118
	0,5	62	0,10

Для розрахунку гідравлічних втрат, пов'язаних з входом потоку в ЛГН і виходом з нього, використовуються відомі з механіки РР і газу залежності. Так, коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході потоку $\zeta_{вх}$ і $\zeta_{вих}$ з достатньою для практичних розрахунків точністю можуть бути прийняті постійними $\zeta_{вх} = 0,5$ і $\zeta_{вих} = 1,0$. Коефіцієнти місцевих втрат при раптовій зміні прохідного

перерізу розраховуються за відомими формулами:

$$\zeta_{pp} = \left(1 - \frac{R_{r1}^2}{R_{r2}^2}\right)^2, \quad (2.27)$$

$$\zeta_{pz} = 0,5 \left(1 - \frac{R_{r1}^2}{R_{r2}^2}\right), \quad (2.28)$$

де R_{r1} і R_{r2} – відповідно гідравлічні радіуси малого та великого перерізу трубопроводів.

Коефіцієнти місцевих втрат на при повільній зміні прохідного перетину розраховуються за формулами:

при розширенні потоку

$$\zeta_{pp} = k_{pp} \left(1 - \frac{R_{r1}^2}{R_{r2}^2}\right)^2; \quad (2.29)$$

при звуженні потоку

$$\zeta_{pz} = k_{pz} 0,5 \left(1 - \frac{R_{r1}^2}{R_{r2}^2}\right), \quad (2.30)$$

де k_{pp} k_{pz} – відповідно коефіцієнти, які враховують ступінь розширення та звуження потоку і залежать від кута розширення (звуження), табл. 2.2, рис. 2.4.

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта, який враховує ступінь розширення залежно від кута розширення [12]

Кут розширення, град	8	10	12	15	20	25	30
k_{pp}	0,14	0,16	0,22	0,3	0,42	0,62	0,65

Значення коефіцієнта, який враховує ступінь звуження потоку залежно від кута конуса k_{pz} , наведено на рис. 2.4. Для кутів у діапазоні 30°...60° цей коефіцієнт $k_{pz} \approx 0,2$.

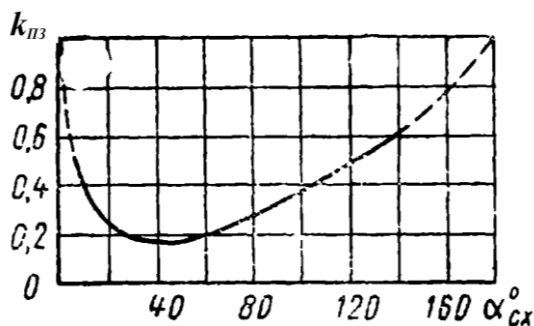


Рисунок 2.4 – Залежність k_{pz} від кута конуса [12]

Коефіцієнт втрат отвору $\zeta_{\text{отв}}$ визначають з табл. 2.3 залежно від $b/4R_r$.

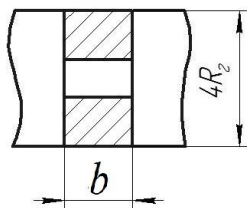


Рисунок 2.5 – Визначення коефіцієнта втрат отвору залежно від $b/4R_r$

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнта втрат отвору залежно від $b/4R_r$ [12]

$b/4R_r$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0
$\zeta_{\text{отв}}$	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10

Для розрахунку видатку, обумовленим течією РР, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, при прямому і зворотному потоці РР, за аналогією з вихровими діодами і струминними резисторними елементами використовували коефіцієнт діодності D

$$D = \frac{\zeta_{\text{пр}}}{\zeta_{\text{зв}}}, \quad (2.31)$$

де $\zeta_{\text{пр}}$, $\zeta_{\text{зв}}$ – коефіцієнти опору між гвинтовими канавками при потоці РР в прямому і зворотному напрямі відповідно.

При розгляді гідравлічного опору течії РР в гвинтовій канавці перетікання РР між кромками, що розділяють гвинтові канавки, зважаючи на їх малість, втратами тертя нехтували. При розгляді перетікання у напрямку подачі насоса як звуження під кутом α і розширення, яке можна прийняти як раптове, опір при прямому потоці РР розраховували за залежністю

$$\zeta_{\text{пр}} = \zeta_{1\text{пзп}} + \zeta_{1\text{прп}}, \quad (2.32)$$

де $\zeta_{1\text{пзп}}$ і $\zeta_{1\text{прп}}$ – відповідно коефіцієнти опору РР при звуженні під кутом α і розширенні визначаються за формулами (2.29) і (2.30).

Коефіцієнт опору при зворотному потоці РР обчислюється за формулою

$$\zeta_{\text{зв}} = \zeta_{2\text{рз}} + \zeta_{2\text{рр}}, \quad (2.33)$$

де $\zeta_{2\text{рз}}$ і $\zeta_{2\text{рр}}$ – відповідно коефіцієнт опору РР при звуженні і розширенні потоку визначалися за формулами (2.27) і (2.28).

Для врахування діодності у витратній характеристиці ЛГН коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині

гвинтової канавки $k_{от}$ і розраховується за формулою (2.21), треба ділити на коефіцієнт діодності D . Аналіз форми гвинтових канавок ЛГН, наведений у [70, 72, 73], дозволив удосконалити форму робочих органів насоса [103, 104].

Вперше розроблена інтегральна методика розрахунку витратної характеристики ЛГН, яка, на відміну від відомих, не містить емпіричних коефіцієнтів та комплексно враховує геометричні та робочі параметри насоса, нестационарний характер течії РР та її параметри і використання якої дозволяє обґрунтовано проводити порівняння цих характеристик на стадії проектування ЛГН. Опосередкованим методом вперше встановлено значення $Re_{кр}$ для ЛГН з робочими органами з напівкруглою канавкою, яке становить 630. Запропонований підхід може бути використаний для визначення $Re_{кр}$ інших гідравлічних пристроїв та ЛГН з робочими органами різної форми.

2.3.3. Потужність та ККД ЛГН

При розрахунку потужності та ККД ЛГН використовували значення $q_{сер}$ та $\Delta p_{вих}$, отримані при розрахунку точок витратної характеристики. Для значень середнього видатку потужність на виході з ЛГН розраховували за формулою

$$P = q_{сер} \Delta p_{вих}. \quad (2.34)$$

Отримували точки характеристики зміни потужності на виході з ЛГН залежно від його видатку. За отриманими точками будували характеристику $P = f(q_{сер})$.

ККД ЛГН розраховується за залежністю

$$\eta = \frac{q_{сер} \Delta p_{вих}}{P_T} = \frac{30 q_{сер}}{\pi^2 R_T^2 d_{гв} n \operatorname{ctg} \alpha}, \quad (2.35)$$

де P_T – теоретична потужність; α – кут нарізок по відношенню до осі гвинта.

За отриманими значеннями ККД будували характеристику $\eta = f(q_{сер})$. Таким чином отримані нові аналітичні залежності для розрахунку ККД і потужності ЛГН, використання яких дозволить підвищити точність їх визначення.

2.3.4. Нерівномірність видатку ЛГН

При визначенні нерівномірності видатку ЛГН миттєвий видаток на його виході залежно від кута повороту гвинта подана у вигляді

$$q_{\Sigma}(t) = z[q_1(\varphi(t)) - q_2(\Delta p_{\text{вих}})], \quad (2.36)$$

де φ – кут повороту гвинта.

Приймали, що зміна виступу на втулці відбувається за залежністю, яка описує зміну короткого трикутного періодичного імпульсу. Миттєвий видаток, обумовлений переміщенням об'єму РР, що знаходиться в гвинтовій канавці насоса

$$q_1(\varphi(t)) = A_{\text{к}} L_{\text{к}} \varphi(t) - 4R_{\text{г}}(4R_{\text{г}} + b)h_{\text{гв}}(\varphi(t)), \quad (2.37)$$

де $h_{\text{гв}}(\varphi)$ – зміна гвинта виступу на втулці залежно від кута повороту [106]

$$h_{\text{гв}}(\varphi) = \begin{cases} \frac{h_{\text{гв}}}{k\pi}(\varphi + k\pi), & -k\pi \leq \varphi < 0; \\ \frac{h_{\text{гв}}}{k\pi}(k\pi - \varphi), & 0 \leq \varphi < k\pi; \\ 0, & k\pi \leq \varphi < 2\pi - k\pi; \end{cases} \quad ; \quad k = \frac{4R_{\text{г}} + b}{L_{\text{к}}}; \quad k \ll 1. \quad (2.38)$$

Зазначимо, що другий член у формулі (2.37) враховує зменшення видатку, обумовлений наявністю виступу на втулці. Використання для розрахунку цього видатку $h_{\text{гв}}(\varphi(t))$, визначеного згідно із залежністю (2.38), дає трохи завищений результат. Однак це якоюсь мірою компенсує зменшення видатку, обумовленого стисканням РР в гвинтовій канавці.

Враховуючи залежність (2.37), миттєвий видаток на виході з ЛГН подали

$$q_{\Sigma}(\varphi(t)) = z A_{\text{к}} L_{\text{к}} \varphi(t) - 4 R_{\text{г}} (4R_{\text{г}} + b) \sum_0^{z-1} h_{\text{гв}}(\varphi) [\varphi + k_z \beta] \varphi(t) - z \mu(\text{Re}) \times \\ \times [2\pi R_{\text{г}}^2 + \delta R_{\text{г}}] \sqrt{2g \left(\frac{p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}}{\rho_{\text{с}} g} + h_{\text{вт}} + l_{\text{гв}} \right)}, \quad (2.39)$$

де k_z – коефіцієнт, який послідовно набуває значення 0, 1, 2, ..., (z - 1); β – кут

між центрами канавок, $\beta = \frac{2\pi}{z}$.

Відзначимо, що $\Delta p_{\text{вих}}$ ніколи не дорівнює нулю, оскільки на вході у насос завжди є вакуум.

Коефіцієнт нерівномірності видатку ЛГН обумовлений стисканням РР, яка міститься в канавках насоса, при її переносі з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання з достатньою для розрахунків точністю приймаємо $\delta_{\text{с.н}} \approx 0$. Правомірність такого підходу обумовлена тим, що згідно з розробленою фізичною моделлю робочого процесу насоса, при його роботі

гвинтові канавки весь час з'єднані з порожниною нагнітання. Отже, загальний коефіцієнт нерівномірності витатку ЛГН може бути визначений із залежності

$$\delta_n \approx \delta_{т.н}. \quad (2.40)$$

Коефіцієнт нерівномірності витатку знаходили з формул (2.13), (2.36) та (2.39), маючи на увазі, що $\sum_0^{z-1} h_{тв}(\varphi)[\varphi + k_z \beta] = z h_{тв}(\varphi_0) \approx 2 z R_r$, та $\varphi(t) = n$.

Зауважимо, що похибка від такої заміни не перевищує 0,01 %.

$$\delta_{т.н1} = \frac{2(4R_r + b)}{\pi L_k \bar{n} - (4R_r + b)}, \quad (2.41)$$

де $\bar{n} = n/n_0$ – відносна частота обертання гвинта, $n_0 = 1 \text{ с}^{-1}$.

У випадку, коли $q_2(\Delta p_{вих}) = 0,5 q_1(\varphi(t))$, коефіцієнт нерівномірності витатку ЛГН визначається за формулою

$$\delta_{т.н} = \frac{4(4R_r + b)}{\pi L_k \bar{n} - 2(4R_r + b)}. \quad (2.42)$$

У випадку, коли $q_2(\Delta p_{вих}) \approx 0$, коефіцієнт нерівномірності витатку ЛГН має мінімальне значення. Відзначимо, що у випадку, коли $q_1(\varphi(t)) = q_2(\Delta p_{вих})$ витаток на виході з ЛГН $q_\Sigma(t) = 0$, коефіцієнт нерівномірності витатку немає смислу.

Аналіз залежності (2.42) дозволив встановити, що коефіцієнт нерівномірності витатку ЛГН зростає зі збільшенням гідравлічного радіуса R_r та ширини верхівок гвинта у поперечному перерізі b і зворотно пропорційний довжині гвинтової лінії L_k та частоті обертання гвинта n . Отримане мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності витатку ЛГН, розраховане за формулою (2.32), становить $\delta_{т.н1} = 3,897 \cdot 10^{-4}$, що на порядок менше ніж у гвинтових насосах. Цей висновок співпадає з даними, наведеними у роботі [49].

Розрахунок коефіцієнта нерівномірності витатку ЛГН проводили за формулою (2.42), підставляючи в неї розміри робочих органів та частоту обертання. Аналізували вплив частоти обертання насоса та розмірів його робочих органів на коефіцієнт нерівномірності витатку, в результаті чого отримано графічні залежності, рис. 2.6–2.8.

Встановлено, що характер зміни нерівномірності витатку від частоти обертання гвинта та від довжини гвинтової лінії співпадає з характером зміни коефіцієнта нерівномірності витатку шестеренного насоса; зі збільшенням гідравлічного радіуса гвинтової канавки коефіцієнт нерівномірності витатку

зростає практично за лінійною залежністю.

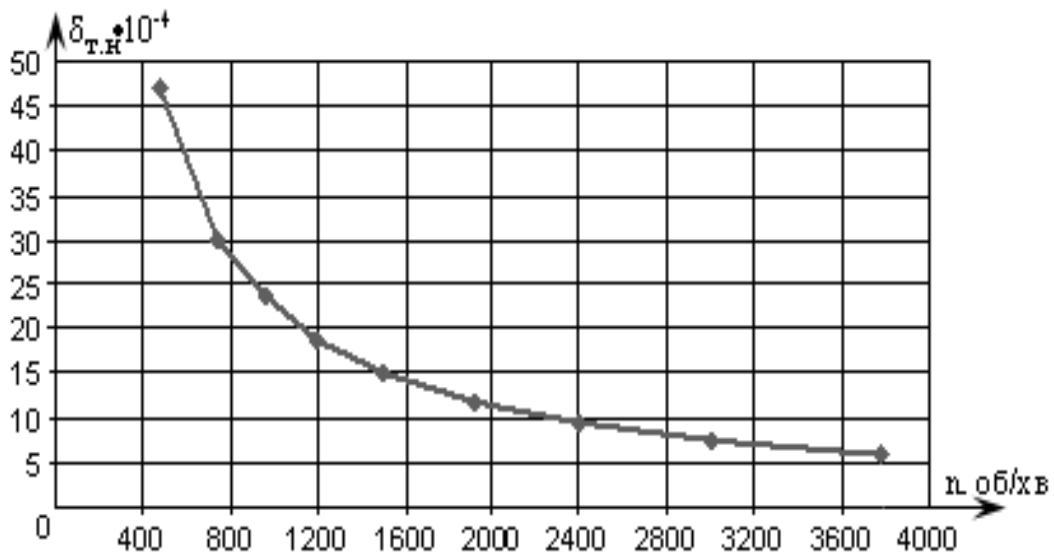


Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнта нерівномірності видатку від частоти обертання

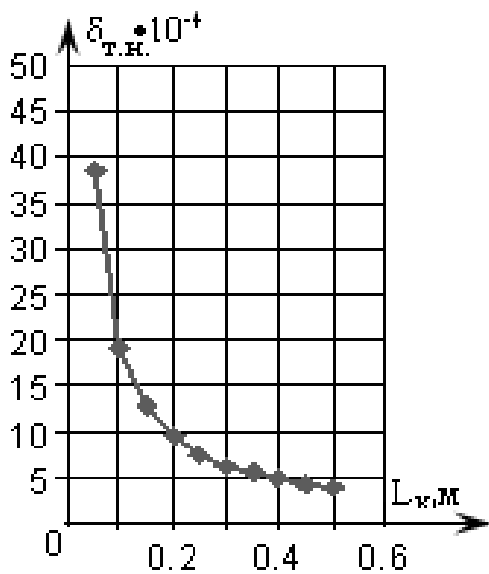


Рисунок 2.7 – Залежність коефіцієнта нерівномірності видатку від довжини гвинтової лінії

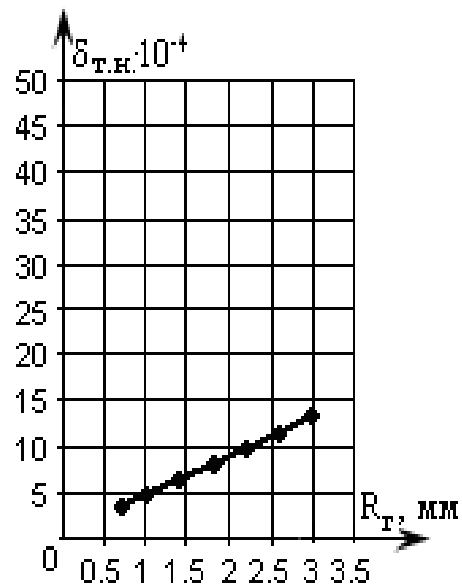


Рисунок 2.8 – Залежність коефіцієнта нерівномірності видатку від гідравлічного радіуса гвинтової канавки

Нами вперше отримано аналітичну залежність для розрахунку миттєвого видатку та коефіцієнта нерівномірності видатку ЛГН, використання якої дозволяє обґрунтовано проводити вибір його геометричних і робочих параметрів, покращити показники технічного рівня.

2.3.5. Критерії для порівняння характеристик ЛГН

При проектуванні ЛГН виникає необхідність порівняння характеристик насосів з робочими органами, які мають різну форму. Використання гідравлічного радіуса гвинтової канавки R_r дозволяє частково проводити такий аналіз. Однак проводити аналіз за R_r достатньо складно. Частково розв'язати цю проблему можна за допомогою коефіцієнта гідравлічного опору на тертя λ , який враховує форму гвинтової канавки. Проте його використання не дозволяє врахувати всі геометричні параметри робочих органів ЛГН. Зазначимо, що ЛГН, які випускаються промисловістю, як правило, мають напівкруглу форму гвинтової канавки, тому найбільш актуальним є розгляд саме такої форми.

Для проведення порівняльної оцінки робочих характеристик ЛГН з робочими органами різної форми можна використовувати відносний діаметр $\tilde{d} = \frac{d_{гв}}{R_r}$ та введені нами питомі параметри ЛГН [24]. Питомий напір – напір, що припадає на одиницю відносної довжини одного заходу різьби гвинта і розраховується за формулою

$$\tilde{H} = \frac{H}{z l_b / R_r} \quad (2.43)$$

Аналогічно до питомого напору вводили відповідно питомий видаток \tilde{q} , потужність \tilde{P} та ККД $\tilde{\eta}$, які розраховуються за такими залежностями:

$$\tilde{q} = \frac{q_{сеп}}{z l_b / R_r} ; \quad \tilde{P} = \frac{P}{z l_b / R_r} ; \quad \tilde{\eta} = \frac{\eta}{z l_b / R_r} \quad (2.44)$$

За допомогою питомих критеріїв проводили аналіз впливу геометричних параметрів робочих органів ЛГН на його характеристики. Використовували результати експериментальних досліджень [38, 70]. Характеристики робочих органів з напівкруглою формою гвинтової канавки наведено в табл. 2.4. Аналіз залежностей введених питомих параметрів ЛГН наведений на рис. 2.10, 2.11.

Таблиця 2.4 – Характеристики робочих органів ЛГН

Номер насоса	Тип насоса	D_b , мм	R_r , мм	z	$l_{гв}$, мм	\bar{D}
1	2	3	4	5	6	7
I	ЛВН 50	48	2,2	6	38	21,82
II	ЛВН 80	50	2,35	6	43	21,28

Продовження табл. 2.4

1	2	3	4	5	6	7
III	ЛВН 125	52	2,85	6	48	18,25
IV	ЛВН 50	57,5	2	9	80	28,75
V	ЛВН 80	57,5	2,2	8	80	26,14
VI	ЛВН 125	57,5	2,5	7	80	23
VII	ЛВН 200	57,5	3	6	80	19,17

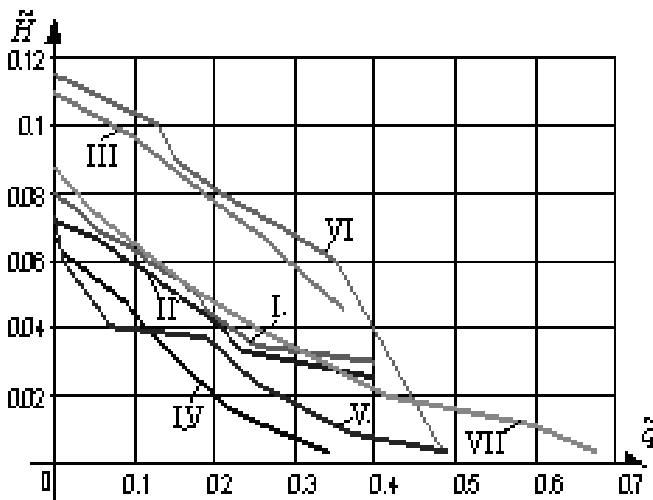


Рисунок 2.9 – Залежність питомого напору від питомого видатку для різних типів насосів

Як видно з рис. 2.9, зі збільшенням R_T збільшується питомий напір на виході з ЛГН. Зі збільшенням кількості заходів питомий напір на виході з насоса зменшується. Довжина гвинта не суттєво впливає на питомий напір. При відсутності видатку на виході з насоса найбільший питомий напір мають насоси з найменшими \bar{D} .

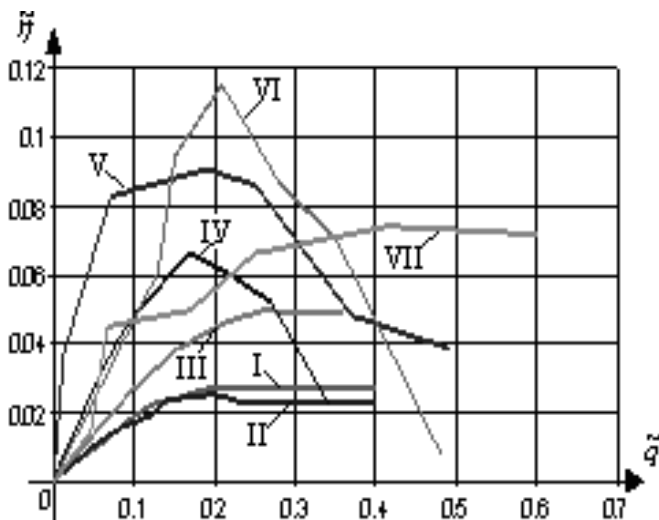


Рисунок 2.10 – Залежність питомого ККД від питомого видатку для різних типів насосів

Проаналізувавши залежність питомого ККД від питомого видатку, рис. 2.10, можна зробити висновок, що найбільший питомий ККД має ЛГН з найбільшою $l_{гв}$. Відносний діаметр \bar{D} незначно впливає на значення питомого ККД. Низьким значенням z відповідають низькі значення питомого ККД. Максимальний питомий ККД досягається при значенні питомого видатку, близькому до 0,2. Найбільший вплив на питомий напір мають R_r та z , на питомий ККД найбільш суттєвий вплив має $l_{гв}$. Питомий ККД має явно виражений максимум.

Запропоновано для оцінки характеристик ЛГН і форми їх робочих органів використовувати: гідравлічний радіус гвинтової канавки; відносний діаметр; питомий напір; питомий видаток; питому потужність; питомий ККД; коефіцієнт діодності. Використання цих параметрів і критеріїв на етапі проектування ЛГН дозволить провести аналіз впливу геометричної форми гвинтових канавок на робочі характеристики ЛГН, виконати оптимізацію їх конструктивних параметрів та отримати розмірний ряд таких насосів високого технічного рівня.

2.3.6. Граничне значення критерію кавітації ЛГН

У загальному випадку критерій кавітації гідравлічних пристроїв, в тому числі і насосів, прийнято розраховувати за формулою (1.5). Зазначимо, що при підвищенні газомісту PP критерій кавітації зменшується і супроводжується гістерезисним ефектом (кавітація виникає при тиску, меншому ніж тиск насиченої пари). При виникненні кавітації на вході насоса відбувається винос бульбашок повітря з його входу до виходу, де вони лопаються, в результаті чого на металевих стінках виникає ерозія. Величина ерозії визначається майже виключно твердістю матеріалу [57].

У більшості випадків насоси, що перекачують агресивні PP , працюють з підпором на всмоктуванні, тобто в режимах, далеких від кавітації. Проте в промисловості існують такі технологічні цикли, в яких кавітаційні характеристики насосів є визначальними. Початком виникнення кавітації на вході в насос зазвичай приймають тиск, який дорівнює тиску насиченої пари PP . В дійсності тиск, при якому починається кавітація, суттєво залежить і від фізичного стану PP та температури. За наявності в PP мікроскопічних включень та бульбашок повітря чи газу кавітація може виникати при тисках, які перевищують тиск насиченої пари.

Оскільки значення коефіцієнта нерівномірності видатку ЛГН практично дорівнює нулю, то при визначенні граничного значення критерію кавітації приймають, що течія РР в гвинтових канавках усталена. Попередні розрахунки руху РР в проточній частині на вході в ЛГН показали, що тиск, обумовлений обертанням вала, не перевищує 10 Па, а похибка від нехтування ним порівняно з тиском пароутворення (початку кавітації) становить 0,035 %, тобто ним можна знехтувати.

При визначенні кавітаційних характеристик ЛГН розглядали течію РР крізь його гвинтові канавки, рис. 2.11. Приймали такі припущення: РР однорідна та ізотропна, розглядали усереднені її параметри; оберти вала насоса $n = \text{const}$; вихід РР з насоса здійснюється крізь короткий трубопровід великого діаметра в атмосферу, $p_{\text{вих}} = p_{\text{атм}}$; тиск на вході в насос постійний та дорівнює тиску пароутворення $p_{\text{вх}} = p_{\text{п}}$; виконується умова нерозривності РР; насос розташований горизонтально; форма гвинтових канавок – напівкругла, а їх гідравлічний опір однаковий, тобто $v_{1\text{ср}} = v_{2\text{ср}}$ і дорівнює швидкості РР в гвинтовій канавці; перетіканнями між канавками нехтували; приймали, що коефіцієнт Коріоліса $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

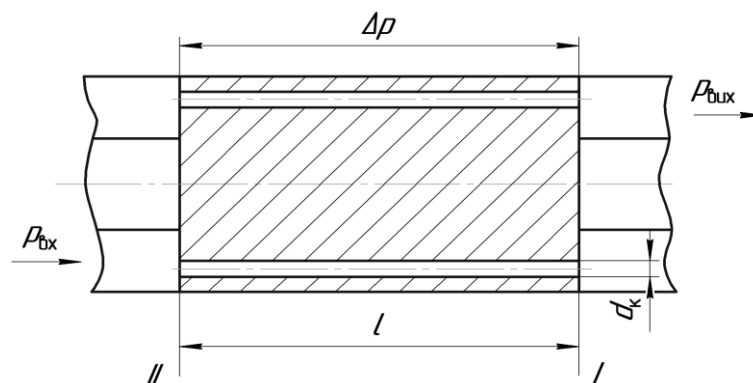


Рисунок 2.11 – Розріз ЛГН за гвинтовою лінією: $p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гвинтову канавку; $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з гвинтової канавки; Δp – перепад тиску між входом та виходом насоса; l – довжина гвинта; d_k – діаметр гвинтового каналу

Записували рівняння збереження енергії для двох перерізів на вході та виході з насоса:

$$\frac{p_1}{\rho_c} + \alpha_1 \frac{v_{1\text{ср}}^2}{2} + gZ_1 = \frac{p_2}{\rho_c} + \alpha_2 \frac{v_{2\text{ср}}^2}{2} + gZ_2 + \Delta h_{\text{вт}}, \quad (2.45)$$

де $\Delta h_{\text{вт}}$ – втрати тиску в насосі; Z – геометричний напір.

Згідно з прийнятими припущеннями, рівняння (2.45) набуде вигляду

$$\frac{p_1}{\rho_c} = \frac{p_2}{\rho_c} + \Delta h_{\text{вт}}. \quad (2.46)$$

Оскільки $p_1 = p_{\text{вих}}$ і $p_2 = p_{\text{вх}}$, то рівняння (2.46) записували у вигляді

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{вих}} - \rho_c g \Delta h. \quad (2.47)$$

При визначенні кавітаційних характеристик ЛГН на першому етапі знаходили втрати тиску в насосі

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}}{\rho_c g}. \quad (2.48)$$

На другому етапі для визначення швидкості РР на вході та виході гвинтової канавки розглядали втрати тиску в них

$$\Delta h = \left(\frac{\lambda l}{4R_r} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}} \right) \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g}. \quad (2.49)$$

На третьому етапі з формули (2.49) знаходили середню швидкість РР

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2\Delta h g}{\frac{\lambda l}{4R_r} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}}}}. \quad (2.50)$$

На завершальному етапі за формулою (1.5) визначають граничний критерій кавітації для ЛГН.

Розрахункові дослідження проводили для базового значення $p_{\text{п}}$, який для води дорівнює 5 кПа, та 1,1 $p_{\text{п}}$, 1,2 $p_{\text{п}}$, рис. 2.12. Для оцінки впливу газовмісту РР на критерій кавітації проводили розрахунок при нульовому його значенні, 10 та 20 % вмісту газу в РР, рис. 2.13. За результатами розрахунків встановлено, що залежно від тиску пароутворення та газовмісту РР критерій кавітації змінюється за лінійною залежністю. Причому, при збільшенні тиску пароутворення він збільшується, а при підвищенні газовмісту РР зменшується.

Аналіз впливу конструктивних та робочих параметрів насоса дозволив встановити, що зі збільшенням кількості гвинтових канавок та їх гідравлічного радіуса критерій кавітації збільшується, а при збільшенні частоти обертання вала насоса, навпаки, зменшується. Зазначимо, що значний вплив на цей критерій мають втрати тиску в гвинтових канавках насоса.

Нами визначено граничне значення критерію кавітації (залежно від конструктивних і робочих параметрів) для ЛГН. Встановлено, що для забезпечення безкавітаційної роботи насоса тиск на його вході не повинен бути менше ніж тиск пароутворення. Так, тиск насиченої пари для води при 20 °С – 2,3388 кПа, при 30 °С – 4,2453 кПа.

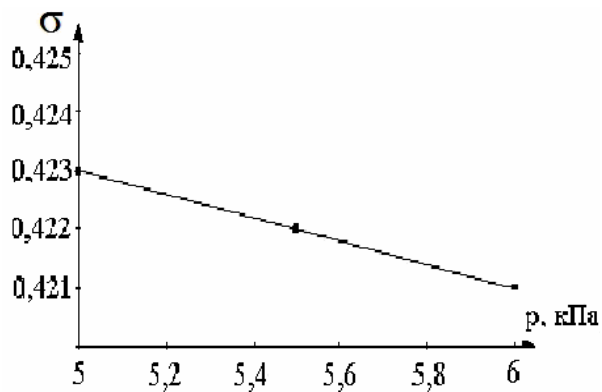


Рисунок 2.12 – Залежність критерію кавітації від тиску пароутворення

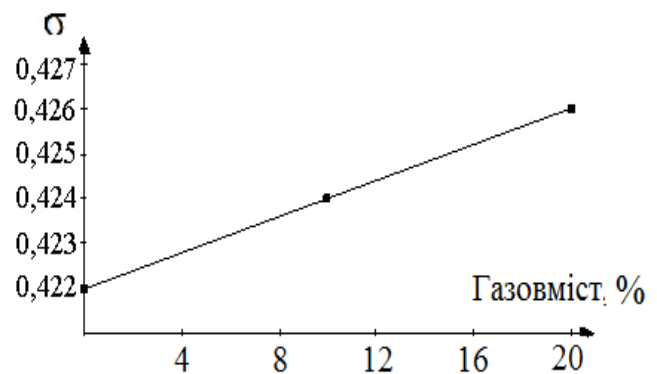


Рисунок 2.13 – Залежність критерію кавітації від газівмісту РР

2.4. Дослідження течії РР в проточній частині ЛГН за розробленою тривимірною математичною моделлю

Проведений у розд. 1 аналіз літературних джерел дозволив встановити, що до теперішнього часу не розроблено математичної моделі та методики розрахунку ліній течії РР і розподілу тиску по довжині ЛГН, яка дозволяє обґрунтовано проводити вибір форми проточної частини, конструктивних параметрів його робочих органів і частоти обертання гвинта.

За кресленнями ЛГН складено базову числову модель у вигляді тривимірної фігури, за якою досліджували течію РР. При визначенні течії РР в ЛГН приймалось, що одна вісь співпадає з віссю ЛГН, втулка насоса знаходиться у нерухомому стані, втулка та гвинт абсолютно жорсткі. Розглядали ізотермічну течію ньютонівської РР, для якої коефіцієнт динамічної в'язкості є величиною сталою. Розглядалась тривимірна задача стаціонарної течії в'язкої нестисливої РР ($\rho = \text{const}$), для якої рівняння руху та нерозривності записані у вигляді [56]:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \overline{\text{grad} p} + v_{\text{eff}} \nabla^2 \bar{V}, \quad (2.51)$$

$$\text{div} \bar{V} = 0, \quad (2.52)$$

де \bar{V} – швидкість РР; ∇ – оператор Гамільтона; \bar{F} – головний вектор масових сил, що припадають на одиницю маси РР і мають розмірність прискорення; ρ –

густина РР; $v_{\text{eff}} = v_t + v_T$, а v_t , та v_T – відповідно молекулярна і турбулентна (вихрова) кінематичні в'язкості РР.

Для замикання математичної моделі була використана модифікована двошарова « $k - \omega$ » модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера, яка дає задовільні результати для розрахунків обмежених стінками потоків та враховує вплив структури турбулентності з боку шарів РР, розташованих вище за течією, а також нечутлива до граничних умов у зовнішньому потоці [5, 6]

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}, \quad (2.53)$$

де $a_1 = 0,31$ – емпіричний коефіцієнт; k – кінетична енергія турбулентності; ω – питома (в одиниці об'єму) швидкість дисипації; Ω – абсолютна величина завихреності; F_2 – змішувальна функція:

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right], \quad (2.54)$$

де y – відстань від стінки; β^* – константа, яка дорівнює 0,075.

Зміна в часі й просторі кінетичної енергії турбулентності й питомої швидкості її дисипації описуються рівняннями переносу характеристик турбулентності:

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{k1} v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + V_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = a \Omega^2 - \beta \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega1} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{cases}, \quad (2.55)$$

де $P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right)$ – генеративний турбулентний член;

$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\}$ – емпірична функція;

$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right)$ – позитивна частина перехресних

дифузійних членів.

Математичне моделювання течії РР у насосі проводилося при таких значеннях констант моделі турбулентності: $\sigma_{k1} = 0,85$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega1} = 0,5$,

$\sigma_{\omega_2} = 0,856$, $\alpha_1 = 5/9$, $\alpha_2 = 0,44$, $\beta_1 = 3/40$, $\beta_2 = 0,0828$, обумовлених рівнянням $\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1)$.

Зазначимо, що при дослідженнях рівняння (2.51)–(2.53), (2.55) розглядаються разом з початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класична задача гідродинаміки. Початковими умовами зазвичай є розподіл проекцій швидкостей в області течії в початковий момент часу t_0 , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Відзначимо, що розв'язання такої задачі натрапляє на математичні труднощі і вона розв'язана тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [56]. При розв'язанні (2.51) і (2.52) приймаються ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо, і виключають ті фізичні явища, які не враховані даною математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості РР дорівнюють їх середнім значенням.

При математичному моделюванні приймалось, що робочі органи насоса мають такі розміри: $d_b = 62$ мм, $z = 10$, нарізка ліва, $d_{гв} = 61$ мм, $l_{гв} = 112$ мм, канавки втулки та гвинта мають напівкруглу форму радіусом $R_k = 4,5$ мм; радіальний зазор між втулкою та гвинтом $\delta = 0,5$ мм; $R_r = 2,25$ мм. РР має такі параметри: $\rho = 920$ кг/м³, $\nu_i = 25 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $T = 80$ °С, вміст повітря – 0,8 %. Тиск на вході в насос дорівнює атмосферному. Гвинт обертається з частотою $n = 2900$ об/хв. Розташування насоса вертикальне.

Для простоти задання й програмної реалізації приймалися «жорсткі» граничні умови, а саме: на твердих стінках швидкість РР, внаслідок її прилипання, дорівнює нулю; у вхідному і вихідному перерізі проточної частини насоса статичний тиск дорівнює нулю.

Рішення гідродинамічної задачі проводилось у програмному комплексі з відкритим вихідним кодом OpenFOAM (OpenCFD Ltd).

За результати математичного моделювання отримано розподіл тиску вздовж насоса та лінії течії РР в гвинтових канавках у різні проміжки часу, найбільш типові з яких наведені на рис. 2.14–2.17.

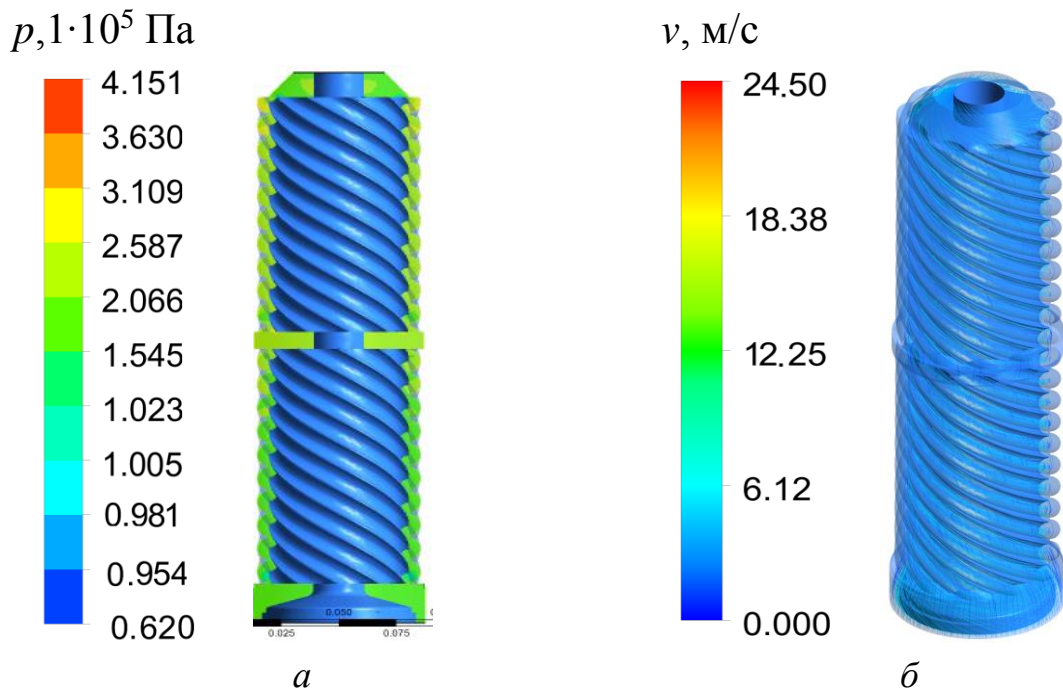


Рисунок 2.14 – Візуалізація робочих параметрів ЛГН при $t = 0,00138889$ с; $v = 2,58$ м/с, $Re = 928,8$: *a* – розподіл тиску вздовж насоса; *б* – лінії течії РР в гвинтових канавках

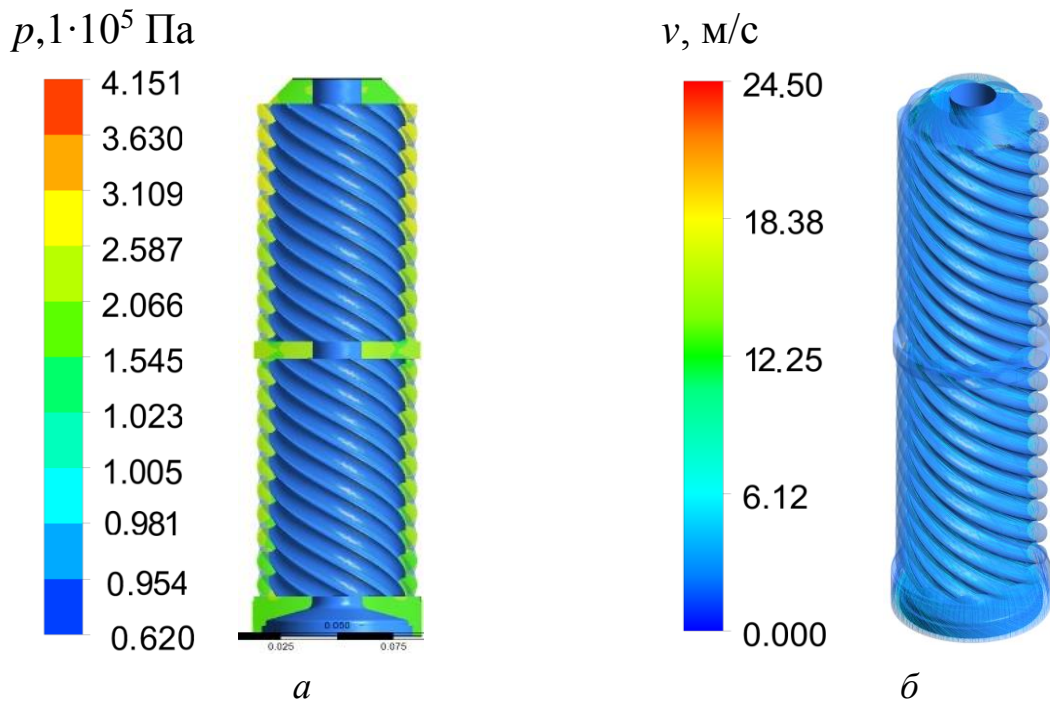


Рисунок 2.15 – Візуалізація робочих параметрів ЛГН при $t = 0,00243056$ с; $v = 3,31$ м/с, $Re = 1191,6$: *a* – розподіл тиску вздовж насоса; *б* – лінії течії РР в гвинтових канавках

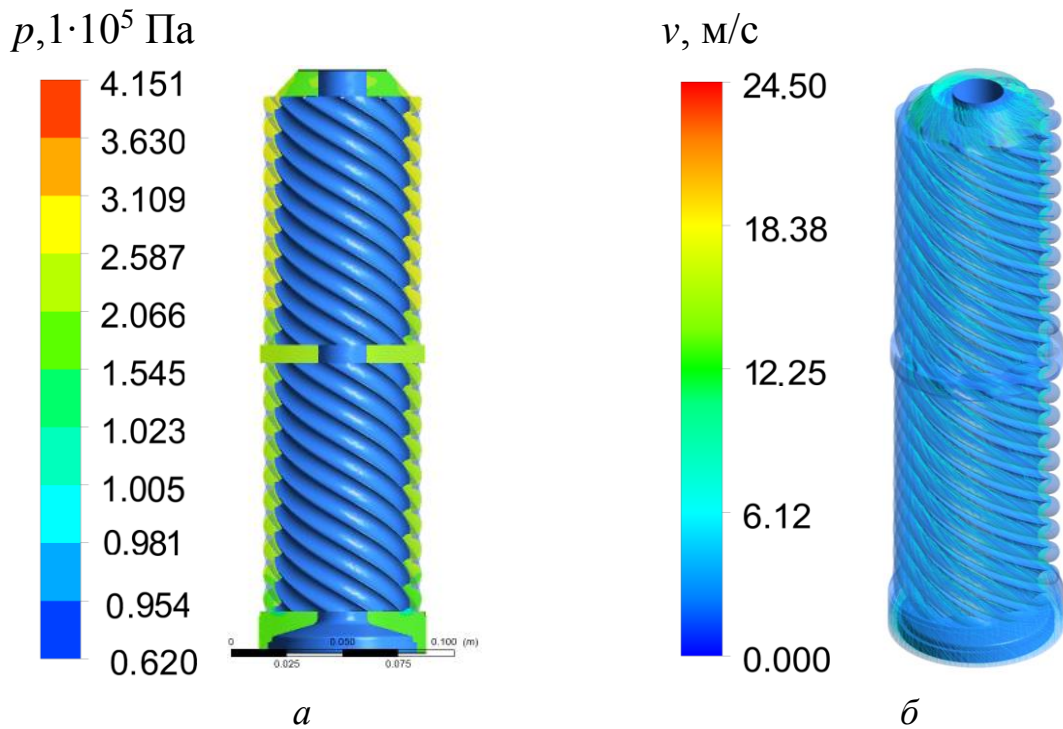


Рисунок 2.16 – Візуалізація робочих параметрів ЛГН при $t = 0,00486111$ с; $v = 5,27$ м/с, $Re = 1892,2$: *a* – розподіл тиску вздовж насоса; *б* – лінії течії РР в гвинтових канавках

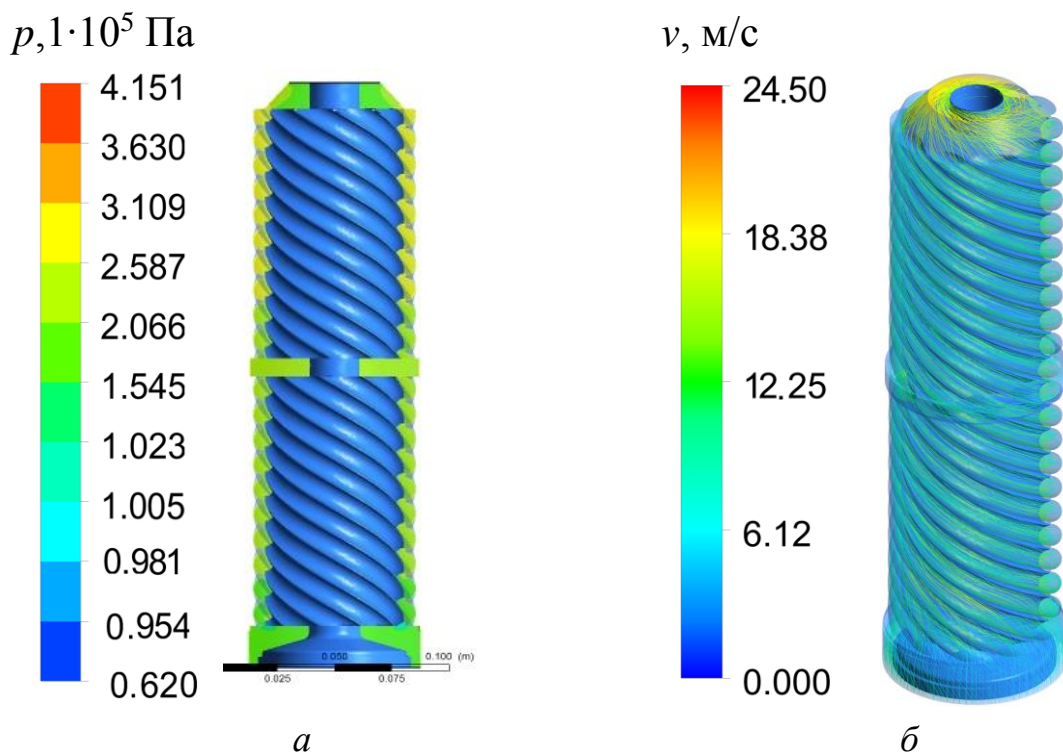


Рисунок 2.17 – Візуалізація робочих параметрів ЛГН при $t = 0,04166670$ с; $v = 8,53$ м/с, $Re = 3070,8$: *a* – розподіл тиску вздовж насоса; *б* – лінії течії РР в гвинтових канавках

Розподіл тиску вздовж насоса та лінії течії РР в гвинтових канавках зображені на рис. 2.14–2.16, ілюструють початок роботи насоса, а на рис. 2.17 – вихід на усталений режим. Середня швидкість РР в гвинтовій канавці на початку роботи насоса становить 2,58 м/с, а в усталеному режимі – 8,53 м/с.

Як видно з отриманих результатів, після виходу насоса на усталений режим роботи на його виході спостерігається пульсація видатку, рис. 2.18. За результатами розрахунку нерівномірність видатку ЛГН становить 0,037. Отримані результати дозволяють визначити залежно від геометричних параметрів робочих органів ЛГН та частоти обертання гвинта його вихідні характеристики.

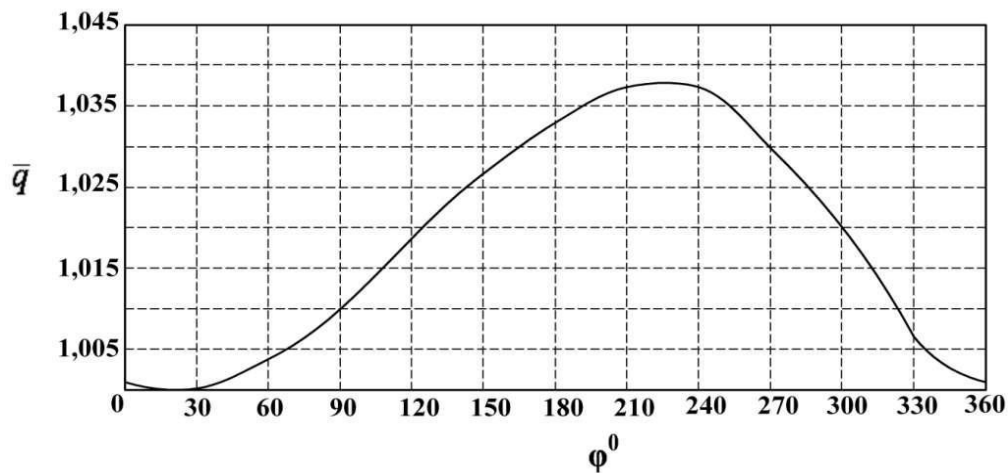


Рисунок 2.18 – Пульсація відносного видатку $\bar{q}(\varphi) = \frac{q(\varphi)}{q_{\min}}$ на виході ЛГН

за один оборот гвинта в усталеному режимі

Вперше розроблена тривимірна математична модель течії РР в проточній частині ЛГН, яка суттєво доповнює методику його розрахунку та проектування. Вона дає можливість встановити вплив конфігурації проточної частини та геометричних параметрів робочих органів насоса і частоти обертання гвинта на вихідні характеристики. Отримані за результатами математичного моделювання лінії течії в його проточній частині та розподіл тиску по його довжині в різні проміжки часу дозволяють обґрунтовано проводити вибір геометрії проточної порожнини та конструктивних параметрів його робочих органів. Розроблена методика може бути використана при моделюванні течії РР в проточній частині гвинтових насосів, встановленні його характеристик та пульсацій видатку.

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЛГН

3.1. Стенд для дослідження ЛГН

У розд. 1 проведено аналіз літературних джерел, присвячених експериментальним дослідженням ЛГН. Встановлено, що наразі відсутні відомості про характер пульсації РР на виході з ЛГН та можливості їх застосування в якості вхідної ланки відцентрового насосного агрегату та кількісного показника газовмісту РР, при якому ЛГН може працювати без зриву подачі. Метою експериментальних досліджень було:

- встановлення впливу форми робочих органів ЛГН і газовмісту РР на його вихідні характеристики та пульсації тиску на його виході;
- перевірка ефективності використання ЛГН в якості вхідної ланки відцентрового насосного агрегату;
- отримання функцій відгуку – залежності робочої характеристики ЛГН через натуральні значення факторів для встановлення максимального процента газовмісту РР, при якому забезпечується безкавітаційна робота насоса;
- перевірка адекватності розроблених математичних моделей натурним об'єктам, достовірності теоретичних положень та висновків.

Експериментальні дослідження проводилися на спеціальному стенді в лабораторії СП ЗАТ «ХЕМЗ-ІРЕС», рис. 3.1, 3.2.

При проведенні всіх серій експериментів температура води була постійною та рівною 15...16 °С. Навантаження на виході ЛГН задавали дроселем ДР4, а витрату повітря – дроселем ДР1. Для надання РР фізико-хімічних властивостей найбільш наближених до пластової рідини насичували РР 1%-ми поверхнево-активними речовинами. Вміст нерозчиненого повітря у РР визначали шляхом порівняння об'єму її контрольних проб, взятих до та після проведення експериментів. Електронна апаратура підключалась згідно з інструкцією з експлуатації. Тиск зливу з гідросистеми стенда був постійним та дорівнював атмосферному.

Відмінною особливістю стенда є те, що його оснащено баком змішування води з маслом або поверхнево-активними речовинами БЗМ, диспергатором Д для змішування повітря з РР, та системою подачі повітря (ресивером РС, дроселем ДР1) з витратоміром В1. В системі підводу РР до насоса розміщено витратомір В2.

Для вимірювання тиску на вході та виході ЛГН розташовані відповідно манометри МН1 і МН2 в парі з електричними датчиками тиску ДЕ1 та ДЕ2, що

передають показники тиску на ПК.

Технічна характеристика стенда наведена в додатку А.

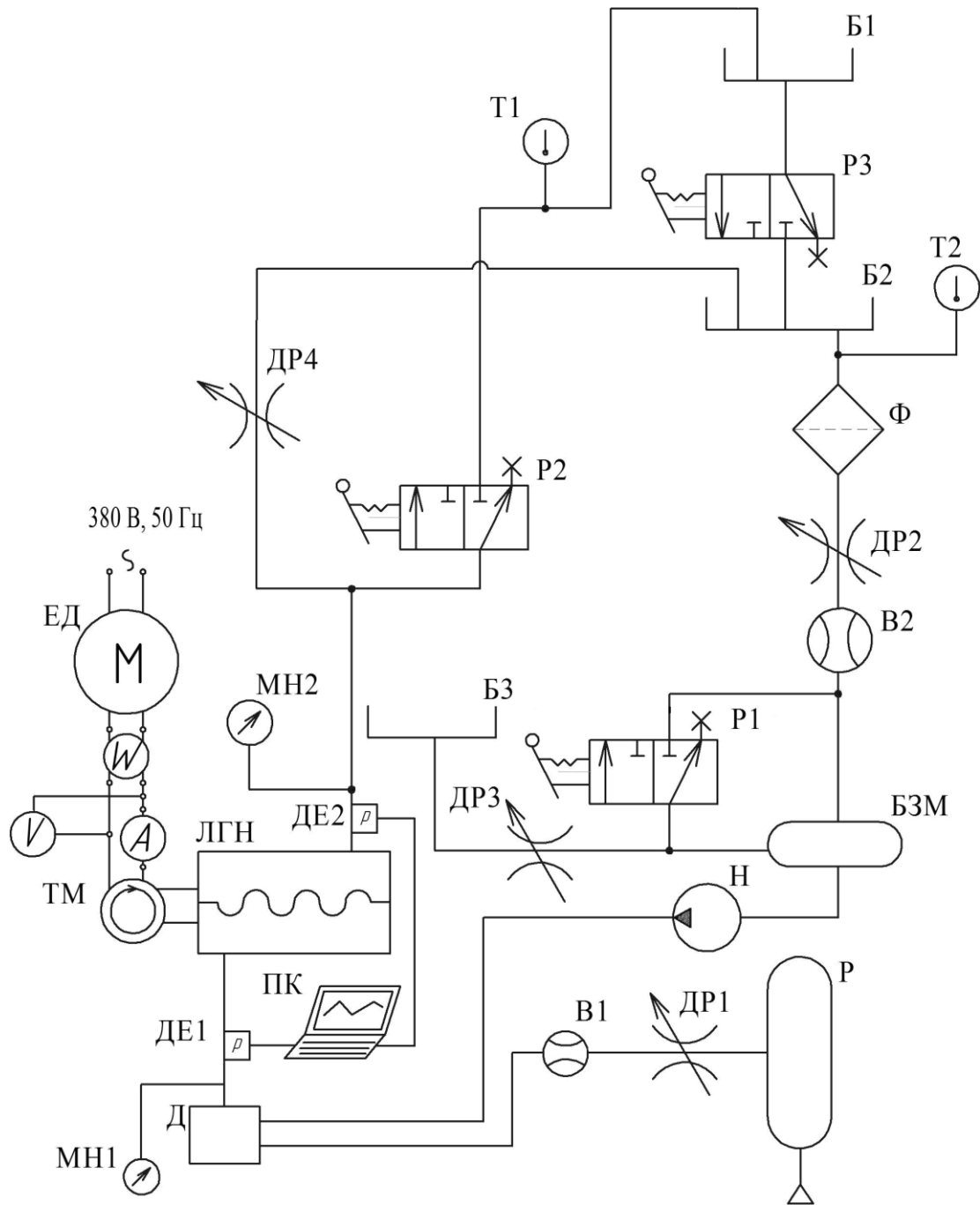


Рисунок 3.1 – Стенд для випробувань насосів: ЕД – електродвигун; ТМ – тахометр; МН1, МН2 – манометри; Д – диспергатор; ЛГН – ЛГН; Н – насос підірний; В1, В2 – витратоміри; ДР1-ДР4 – дроселі (вентилі); Б1 – бак мірний; Б2 – бак робочий; БЗ – бак масляний; БЗМ – бак-змішувач; P1-P3 – гідророзподільники; Т1, Т2 – термометри; РС – ресивер; Ф – фільтр



a



б

Рисунок 3.2 – Стенд (*a*) та багатоканальний вимірювальний комплекс для дослідження характеристик ЛГН (*б*)

Перед проведенням випробувань проводили обкатку насоса на спеціальному режимі впродовж 15 хвилин. Випробування дослідного зразка ЛГН проводили таким чином:

1. При працюючому ЛГН встановлювали розподільник РЗ у положення, що виключає перетікання рідини між мірним та робочим баками.

2. РР з робочого бака Б2 крізь витратомір В2, змішувальний бак БЗМ підпірним насосом подається до диспергатора Д і надходить до ЛГН. З виходу ЛГН РР через напірний трубопровід, дросель ДР4 повертається до бака Б2.

3. Під час вимірювання витрати закривали дросель ДР4 та перемикали розподільник Р2, і за допомогою мірного бака і секундоміра міряли витрату на виході з ЛГН.

4. Манометрами МН1 та МН2 та електричними датчиками тиску ДЕ1 і ДЕ2 за допомогою багатоканального вимірювального комплексу на базі ПК реєстрували тиск відповідно на вході і виході ЛГН. Одночасно витратоміром В1 та витратоміром В2 здійснювали вимірювання витрати повітря та РР. Термометрами Т1 та Т2 контролювали температуру РР. За допомогою тахометра ТМ та ватметра W заміряли частоту обертання та потужність на електродвигуні. Дані вимірів заносили в протокол досліджень.

При проведенні випробувань на газорідній суміші додатково до диспергатора з ресивера РС подавали стиснуте повітря, витрату якого регулювали дроселем ДР1 та заміряли за допомогою витратоміра В1. При проведенні випробувань на суміші «вода + стиснуте повітря + масло» до РР в бак БЗМ подавали масло чи поверхнево-активні речовини, об'єм яких регулювали дроселем ДР3, при цьому гідророзподільник Р1 знаходився у положенні, коли крізь нього проходила газорідна суміш. Виключення появи кавітації на вході досліджуваних ЛГН забезпечували встановленням в напірну лінію підпірного насоса Н.

3.1.1. Прилади й контрольна-вимірювальна апаратура

При проведенні досліджень для вимірювання: витрати води використовували витратомір В2 та мірний бак Б1; витрати повітря – витратомір В1 типу TG 300 – 10 зі змінними трубками, клас точності 2,0; температури – термометри Т1 і Т2, діапазон вимірювання 0 ... 150 °С, клас точності 1,0; потужності – ватметр W, діапазон вимірювання – 0,3 ... 5,0 кВт, клас точності 1,0. Для виміру тиску на вході та виході ЛГН використовувалися манометри МН1 і МН2 та перетворювачі тиску ДЕ1 і ДЕ2, типу ПД/20/2 (клас точності

0,05), похибка вимірювань яких складала $\pm 0,5\%$, а частота пропускання становила 1200 Гц.

Для реєстрації тиску на вході і виході ЛГН вмонтовані перетворювачі тиску ПД/20/2, сигнали від яких реєстрували за допомогою багатоканального вимірювального пристрою на базі ноутбука. Використовували ноутбук ASUS K50IP (K50IP-T330SCGDWW) (TFT HD(1366x768) 15,6" LED/Dual Core T3300 2.0GHz/2048Mb/320Gb/DVD-SM/GeForce GT205M 512Mb). Для реєстрації сигналів була розроблена спеціальна програма. Використовували два канали, частота опитування по кожному каналу складала 1024 Гц, а розрядність АЦП – 10 біт. Вибір контрольно-регулюючої апаратури проводили за каталогами залежно від тиску та номінальної витрати рідини в стенді. Технічна характеристика вибраної апаратури наведена в додатку А.

3.1.2. Планування експерименту. Оцінка достовірності отриманих результатів

При розробці методики досліджень для зменшення кількості дослідів здійснювали планування експерименту. Проводили двофакторний активний експеримент. Використовували рототабельний план другого порядку, який, на відміну від ортогональних, дозволяє передбачити функцію відгуку з однаковою дисперсією на рівних відстанях від центра плану. Планування експерименту здійснювали шляхом додавання точок до ядра. При цьому виконували додаткову кількість дослідів в центрі плану (на нульовому рівні) та на відстані d від центра, рис. 3.3.

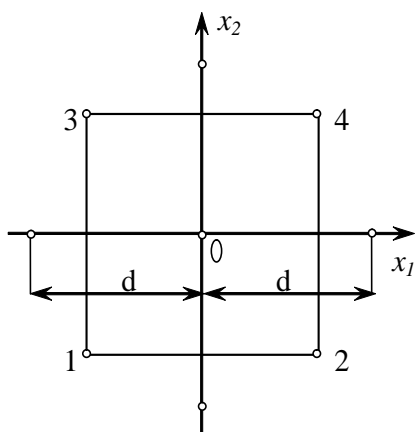


Рисунок 3.3 – Побудова плану експерименту

Зіркове плече вибирали з таблиці роботи [40] за умови інваріантності плану до обертання. Експерименти проводили таким чином, щоб кожний фактор варіювався на трьох рівнях. На першому етапі проводили кодування факторів згідно з табл. 3.1 і 3.2. Вимірювали витрату на виході з насоса, тиск на його вході і виході та потужність на вході електродвигуна.

Таблиця 3.1 – Кодування факторів (ЛГН типу-II)

Інтервал варіювання та рівень факторів	Видаток насоса q , м ³ /доб	Витрата повітря $q_{\text{пов}}$, м ³ /доб
Нульовий рівень, $x_i = 0$	64,0	6,6
Інтервал варіювання, δ_i	20,0	6,6
Нижній рівень, $x_i = -1$	44,0	0
Верхній рівень, $x_i = +1$	84,0	13,2
Кодове позначення	x_1	x_2

Таблиця 3.2 – Кодування факторів (ЛГН типу-I)

Інтервал варіювання та рівень факторів	Видаток насоса q , м ³ /доб	Витрата повітря $q_{\text{пов}}$, м ³ /доб
Нульовий рівень, $x_i = 0$	72,0	6,6
Інтервал варіювання, δ_i	15,0	6,6
Нижній рівень, $x_i = -1$	57,0	0
Верхній рівень, $x_i = +1$	87,0	13,2
Кодове позначення	x_1	x_2

Зв'язок між кодовим та натуральним виразом факторів здійснювали за формулою

$$x_i = \frac{X_i - x_{i0}}{\delta_i}, \quad (3.1)$$

де X_i – натуральне значення фактора; x_{i0} – значення i -го фактора на нульовому рівні; δ_i – інтервал варіювання i -го фактора.

На другому етапі з роботи [41] визначили дані для побудови центрального композиційного рототабельного плану другого порядку для двофакторного експерименту. Ядро плану – 2^2 , кількість точок: зіркових – 4; на нульовому рівні – 5; загальна кількість – 13; величина плеча d для зіркових точок – 1,414. Проводили центральне композиційне рототабельне планування другого порядку для двофакторного експерименту (табл. 3.3, 3.4). Зауважимо, що паралельні досліди передбачалися для оцінки їх відтворення та визначення статистичних оцінок. Виключали грубі вимірювання, використовуючи критерій Стьюдента.

На третьому етапі, згідно з розробленим планом, реалізовували серію експериментів. Витрату повітря $q_{\text{пов}}$ приводили до умов на виході з насоса за залежністю з роботи [43]

$$q_{\text{ПОВ}} = q_{\text{ПОВ. ВХ}} \frac{p_{\text{М1}} T_{\text{а2}}}{p_{\text{М2}} T_{\text{а1}}} . \quad (3.2)$$

Таблиця 3.3 – Центральне композиційне рототабельне планування другого порядку для двофакторного експерименту (ЛГН типу-II)

Дослід	x_0	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	$x_1 x_2$	y
Планування типу 2^2	+1	-1	-1	+1	+1	-1	17,7
	+1	+1	-1	+1	+1	+1	12,4
	+1	-1	+1	+1	+1	+1	17,6
	+1	+1	+1	+1	+1	-1	12,8
Зіркові точки	+1	-1,414	0	2	0	0	19,24
	+1	+1,414	0	2	0	0	11,8
	+1	0	-1,414	0	2	0	15,2
	+1	0	+1,414	0	2	0	15,0
Нульові точки	+1	0	0	0	0	0	14,65
	+1	0	0	0	0	0	14,75
	+1	0	0	0	0	0	14,52
	+1	0	0	0	0	0	14,75
	+1	0	0	0	0	0	14,55

Таблиця 3.4 – Центральне композиційне рототабельне планування другого порядку для двофакторного експерименту (ЛГН типу-I)

Дослід	x_0	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	$x_1 x_2$	y
Планування типу 2^2	+1	-1	-1	+1	+1	-1	15,3
	+1	+1	-1	+1	+1	+1	10,54
	+1	-1	+1	+1	+1	+1	18,152
	+1	+1	+1	+1	+1	-1	13,29
Зіркові точки	+1	-1,414	0	2	0	0	20,28
	+1	+1,414	0	2	0	0	10,91
	+1	0	-1,414	0	2	0	12,98
	+1	0	+1,414	0	2	0	16,51
Нульові точки	+1	0	0	0	0	0	15,12
	+1	0	0	0	0	0	15,22
	+1	0	0	0	0	0	15,12
	+1	0	0	0	0	0	14,8
	+1	0	0	0	0	0	14,79

В формулі (3.2) $q_{\text{пов.вх}}$ – витрата повітря на вході в насос; p_{m1} і p_{m2} – відповідно абсолютний тиск на вході та виході з насоса (показники приладів вимірювання тиску газорідинної суміші); T_{a1} і T_{a2} – відповідно абсолютна температура на вході та виході з насоса, приймали, що $T_{a1} = T_{a2}$.

Слід зазначити, що в процесі дослідження насоса на окремих ділянках гідросистеми стенда відбувається зміна тиску РР, внаслідок чого змінюється співвідношення між розчиненим та нерозчиненим повітрям, що міститься в ній. Зміну об'єму розчиненого повітря у РР, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, отримали із залежності з роботи [8], яку, виражаючи об'єм через витрату, записували у такому вигляді:

$$q_{\text{пов}0} = \alpha(q - q_{\text{пов}}) \frac{p_{m2}}{p_{m1}}, \quad (3.3)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря у РР.

Проведені за формулою (3.3) розрахунки показали, що похибка при нехтуванні об'ємом розчиненого повітря при приведенні витрати повітря до умов на виході з насоса не перевищить 1,5 %. Аналогічний результат отримали шляхом порівняння об'єму рідини при експериментальному дослідженні насоса при роботі на рідині та газорідинній суміші, процент розчиненого повітря становив 1,2 %. Таким чином розчиненням повітря у воді при обробці результатів експерименту нехтували.

У кожній точці експерименту реєстрували пульсації тиску перед та за насосом. У другій та восьмій точках плану експерименту реєстрували зміну тиску на вході і виході з насоса при швидкій зміні навантаження (швидкому відкритті вентилі ДР4). Деякі з отриманих осцилограм наведені на рис. 3.4–3.6.

За результатами експерименту заповнювали останній стовпець таблиць 3.3 і 3.4, де замість y підставляли його значення – напір на виході з насоса H . Функції відгуку визначали за поліномом [41]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (3.4)$$

де b_0 , b_i , b_{ij} , b_{ii} – коефіцієнти регресії, які визначали за результатами експериментів за формулами

$$b_0 = \delta'_0 \sum_{u=1}^n y_u - \delta''_0 \sum_{u=1}^n \sum_{i=1}^k x_{iu}^2 y_u; \quad (3.5)$$

$$b_i = \delta_i \sum_{u=1}^n x_{iu} y_u; \quad (3.6)$$

$$b_{ij} = \delta_{ij} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} y_u ; \quad (3.7)$$

$$b_{ii} = \delta'_{ii} \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 y_u + \delta''_{ii} \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^n x_{iu}^2 y_u - \delta'''_{ii} \sum_{u=1}^n y_u . \quad (3.8)$$

У формулах (3.4)–(3.8) u – номер досліджу, рядка в протоколі досліджень (табл. 3.3, 3.4); i – номер стовпця в матриці планування експерименту; k – кількість факторів; n – загальна кількість дослідів; значення δ брали з табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Значення δ для розрахунку коефіцієнтів регресії при рототабельному плануванні другого порядку для двофакторного експерименту [41]

b_0		b_i	b_{ij}	b_{ii}		
δ'_0	δ''_0	δ_i	δ_{ij}	δ'_{ii}	δ''_{ii}	δ'''_{ii}
0,200000	0,100000	0,125000	0,250000	0,125000	0,018750	0,100000

У результаті обробки експериментальних даних отримали функції відгуку:

– для ЛГН типу-II:

$$y = 14,704 - 2,577x_1 + 0,002x_2 - 0,125x_1x_2 + 0,362x_1^2 - 0,152x_2^2 ; \quad (3.9)$$

– для ЛГН типу-I:

$$y = 14,01 - 2,45x_1 + 0,1377x_2 - 0,12x_1x_2 + 0,045x_1^2 - 0,7452x_2^2 . \quad (3.10)$$

Використовували формулу (3.1) та отримали значення функцій відгуку – робочі характеристики ЛГН через натуральні значення факторів

– для ЛГН типу-II

$$H = 26,103 - 0,239q + 0,106 q_{\text{пов}} - 0,001 qq_{\text{пов}} + 0,0009 q^2 - 0,0035 q_{\text{пов}}^2 ; \quad (3.11)$$

– для ЛГН типу-I

$$H = 24,523 - 0,171q + 0,328q_{\text{пов}} - 0,0011qq_{\text{пов}} + 0,00017q^2 - 0,017q_{\text{пов}}^2 , \quad (3.12)$$

де H – напір на виході з насоса, м; q – видаток (насичена поверхнево-активними речовинами РР) ЛГН, м³/добу; $q_{\text{пов}}$ – витрата повітря, приведена до умов на виході з насоса, м³/добу.

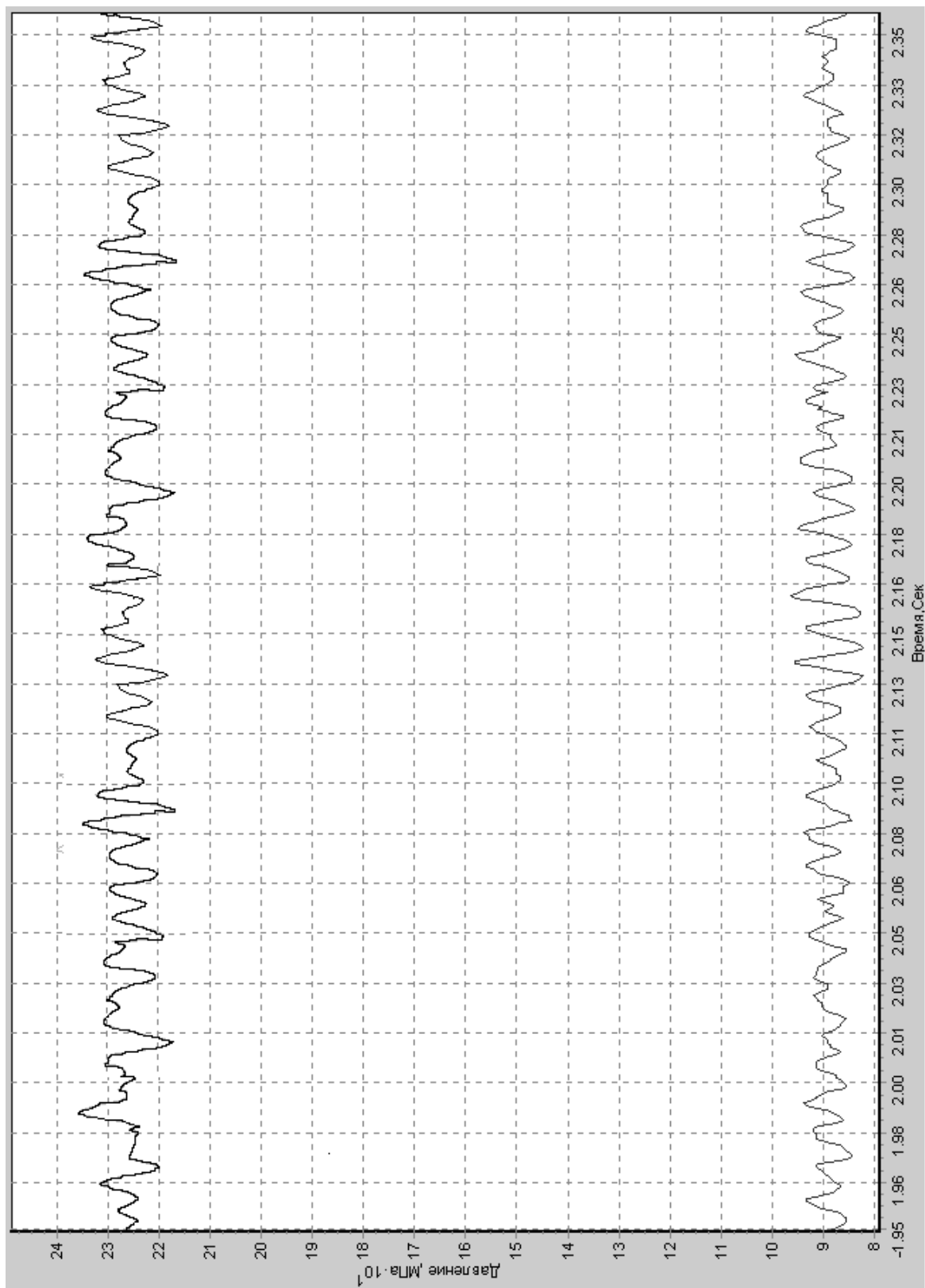


Рисунок 3.4 – Осцилограмма зміни тиску (ЛГН типу-ІІ) при видатку – $q = 64$, м³/доб; витраті повітря – $q_{\text{пов}} = 6,6$, м³/доб; нижня крива – тиск на вході в насос; верхня – тиск на виході з насоса

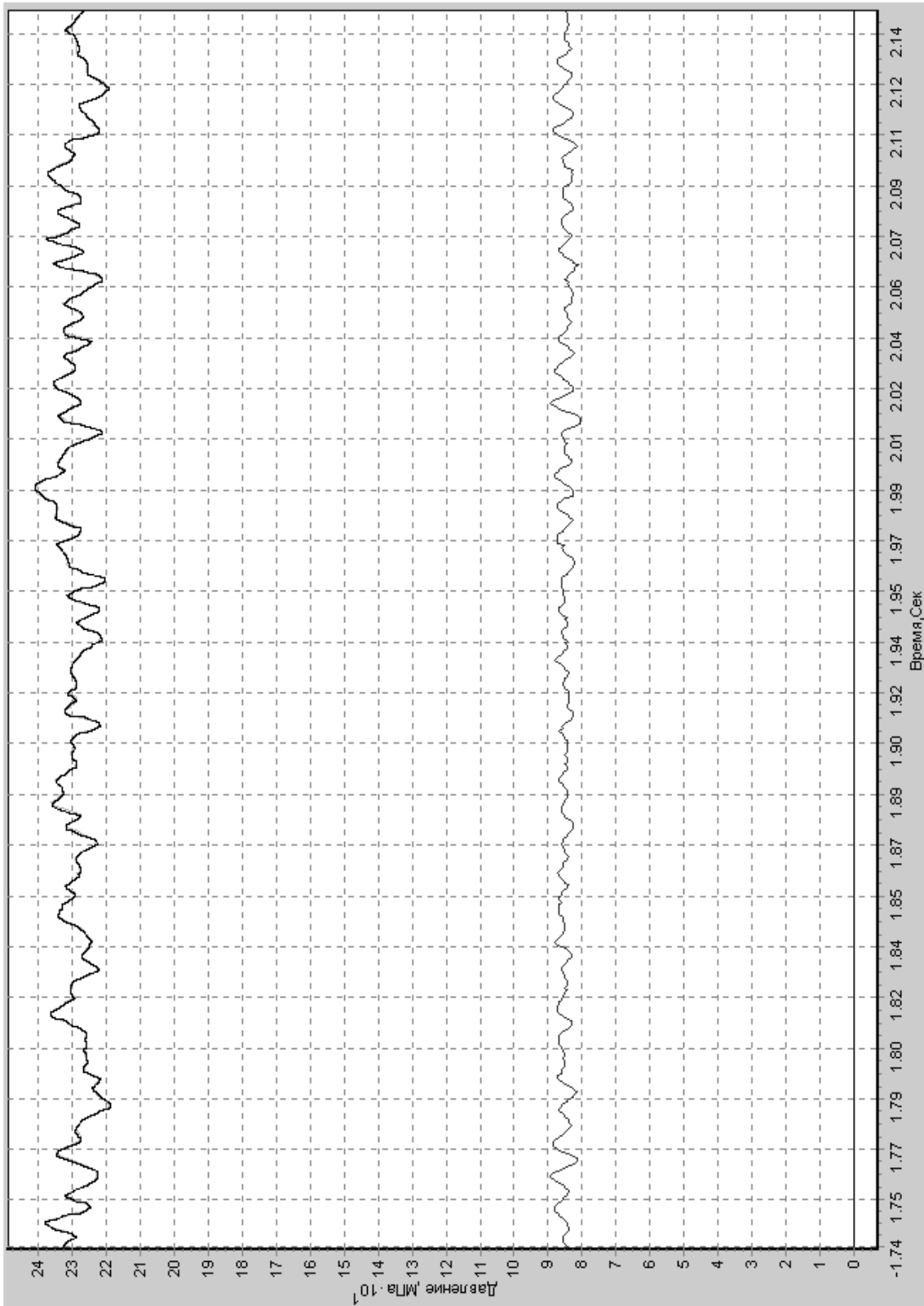


Рисунок 3.5 – Осцилограма зміни тиску (ЛІН типу-І) при видатку – $q = 72$, м³/доб; витраті повітря – $q_{\text{пов}} = 6,6$, м³/доб; нижня крива – тиск на вході в насос; верхня – тиск на виході з насоса

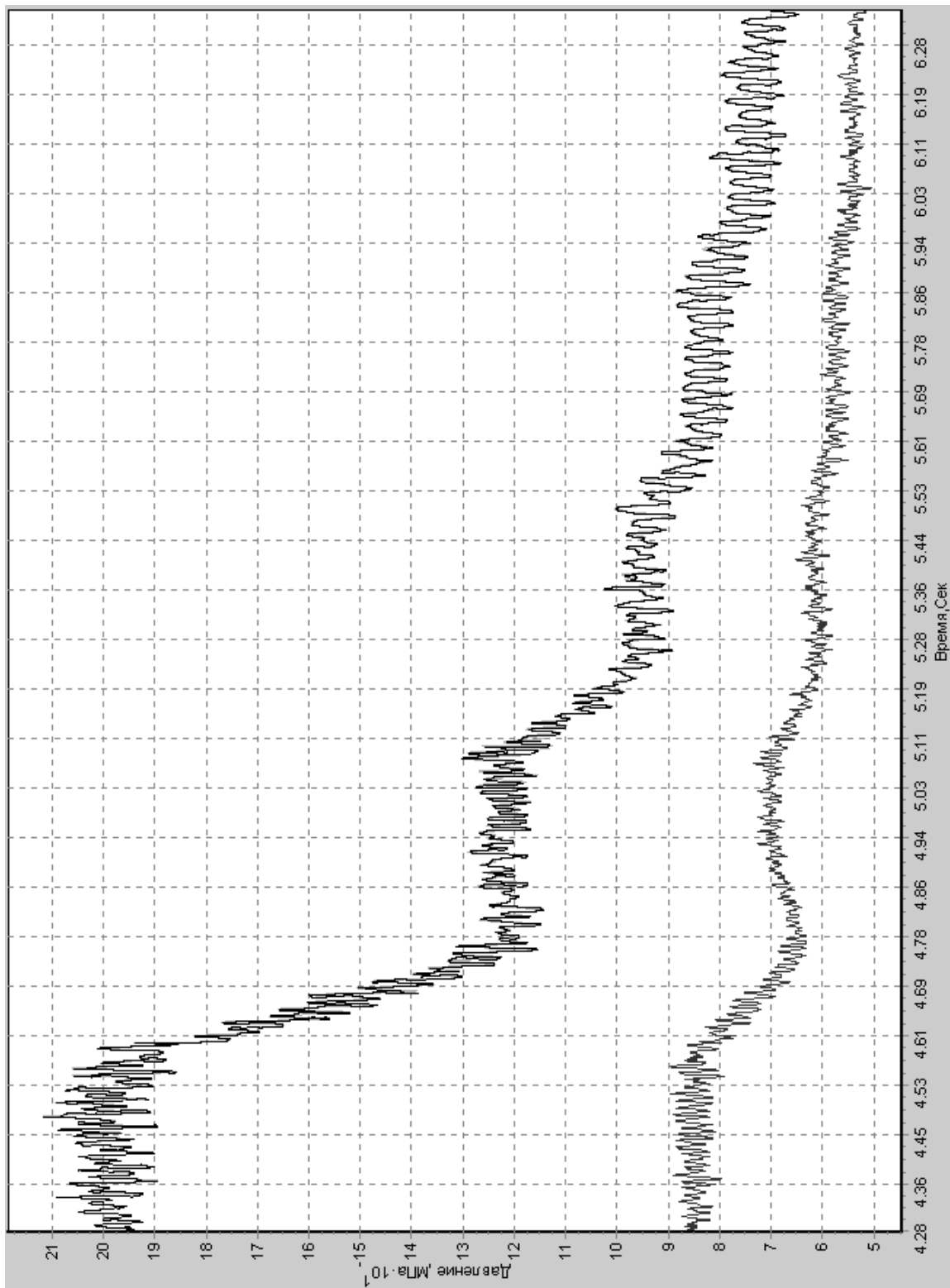


Рисунок 3.6 – Осцилограмма зміни тиску (ЛГН типу-II) при швидкій зміні навантаження та витрату – $q = 64$, м³/доб; витрати повітря – $q_{\text{пов}} = 9,33$, м³/доб: нижня крива – тиск на вході в насос; верхня – на виході з насоса

Розрахунок похибок вимірювання здійснювався з використанням статистичних методів. Похибку досліду визначали з експерименту в центрі плану, використовували методику, наведену в роботі [41]. Розраховували дисперсію, яка характеризує розсіювання результатів дослідів

$$D_0^2 = \frac{D_0}{n_0 - 1}, \quad (3.13)$$

де $D_0 = \sum_{u=1}^{n_0} (y_{0u} - \bar{y}_0)^2$; n_0 – кількість дослідів в центрі плану; y_{0u} і \bar{y}_0 – відповідно

результат u -го досліду і середній результат дослідів у центрі плану.

Визначали загальну залишкову суму квадратів плану

$$D_{\text{зар}} = \sum_{u=1}^n (y_u - y_{u \text{ раз}})^2, \quad (3.14)$$

де y_u – результат експерименту для u -го досліду; $y_{u \text{ раз}}$ – результат розрахунку для u -го досліду.

Розраховували дисперсію адекватності, яка характеризується сумою

$$D_{\text{ад}} = D_{\text{зар}} - D_0 \text{ та числом степеня вільності } f_{\text{ад}} = n - \frac{(k+2)(k+1)}{2} - (n_0 - 1),$$

$$f_{\text{ад}} = 3. \text{ Таким чином дисперсія адекватності } D_{\text{ад}}^2 = \frac{D_{\text{ад}}}{f_{\text{ад}}}.$$

За критерієм Кохрена перевіряли відтворення процесу. Встановлено, що умова відтворення процесу виконується. Перевірка адекватності даних, отриманих за допомогою математичної моделі, з експериментальними проводилась за критерієм Фішера. Розраховували критерій Фішера $F = D_{\text{ад}}^2 / D_0^2$ та порівнювали його з табличним. Критерій Фішера для двофакторного активного експерименту з рототабельним плануванням другого порядку за таблицями [62] становить $F = 6,59$. Критерій Фішера, розрахований за результатами експерименту і наведений в табл. 3.6, менший за табличний, тобто модель адекватна.

Таблиця 3.6 – Розрахунок похибок вимірювання

Критерій	D_0^2	D_0	$D_{\text{зар}}$	$D_{\text{ад}}$	$f_{\text{ад}}$	$D_{\text{ад}}^2$	F
ЛГН типу-I	0,12	0,48	2,82	2,34	3	0,78	6,5
ЛГН типу-II	0,063	0,251	1,16	1,01	3	0,387	6,17

Розрахунки показали, що при проведенні експериментальних досліджень

відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: тиску – 1,5 %, пульсацій тиску – 2,5 %, витрати рідини – 1,5 %, витрати повітря – 0,9 %. Причому, з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 4,6 %; витрати – 5,8 %. Гранична похибка вимірюваних параметрів не перевищує величин відповідно до ГОСТ 11828–86.

Вперше за результатами експериментальних досліджень отримана функція відгуку – робоча характеристика ЛГН, яка може бути використана при визначенні його раціональних конструктивних параметрів та параметрів робочого процесу. Доведена її адекватність.

3.2. Математична модель стенда для дослідження ЛГН

Розробка математичної моделі стенда для випробувань ЛГН дозволить отримати робочі характеристики останнього за його математичною моделлю та визначати пульсації тиску на його виході.

При розробці математичної моделі стенда для дослідження ЛГН приймали припущення, які зазвичай приймають при розробці повних математичних моделей об'ємних гідроагрегатів: відсутність кавітації і розриву РР, значення швидкості звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей каналів (трубопроводів), значно більші швидкості РР в ньому. Нехтували початковими ділянками каналів і трубопроводів. З урахуванням того, що радіальна швидкість в каналах і трубопроводах мала порівняно з осьюовою, піддаючи усереднюванню швидкість і тиск в довільному перерізі трубопроводу, далі розглядали одновимірну модель течії РР в них. Розглядали зосереджену модель течії рідини у трубопроводах. Зазначимо, що порівняння математичного опису хвильових процесів у трубопроводі з розподіленими параметрами (метод характеристик) і зосередженими параметрами (методи 4-полюсника Коробочкіна і Карплюса), наведені в статті [87], показали можливість використання цих методів для опису течії РР в них. Про правомірність такого підходу при розгляді гідромеханічних процесів, що відбуваються в об'ємних гідроприводах, говориться і в роботі [31]. З урахуванням викладеного математична модель стенда в зосереджених параметрах, яка включає моделі його окремих елементів, наведена нижче.

Математична модель насоса

$$q_n(t) = q_{нт}(t)\eta_{об}, \quad (3.15)$$

де $q_{нт}(t)$ і $\eta_{об}$ – відповідно, теоретичний видаток та об'ємний ККД насоса.

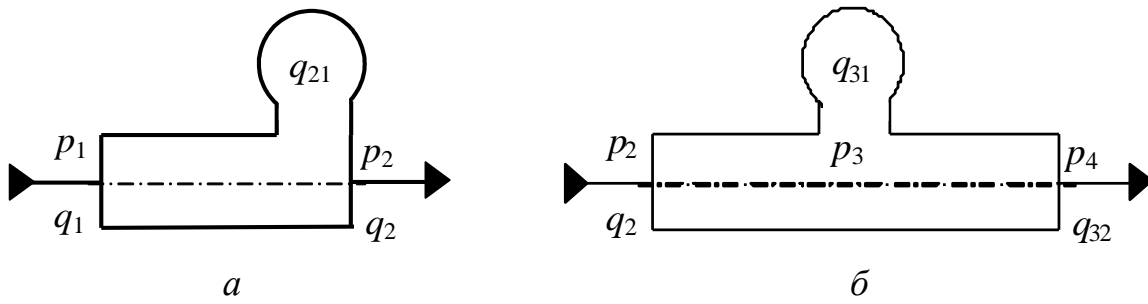


Рисунок 3.7 – Розрахункові схеми трубопроводу: а – Г-подібна; б – Т-подібна

Математична модель трубопроводів в зосереджених параметрах, рис. 3.7: зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (3.16)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно витрати на вході та виході трубопроводу; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі;

зосередження за Т-подібною схемою

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (3.17)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході трубопроводу.

Рівняння (3.16) і (3.17) доповнювали обмеженням $p_i(t) \geq p_{пар}$, де $p_{пар}$ – тиск насиченої пари РР та $p_{max} \leq p_{ГП}^*$, де $p_{ГП}^*$ – максимальний тиск в стенді, який визначають з умови його міцності.

У рівняннях (3.16), (3.17) величини $L_1(t) = \frac{\rho(t)l_1}{A_1}$ і $L_3(t) = \frac{\rho(t)l_3}{2A_3}$ – є індуктивним опором трубопроводу; величини $R_1(t) = \frac{8v_t\rho(t)l_1}{A_1r_1^2}$ і

$$R_3(t) = \frac{8v_t \rho(t) l_3}{2A_3 r_3^2} - \text{активний опір трубопроводу}; \text{ величини } C_i(t) = \frac{A_i l_i}{E(t)} -$$

ємностей опір i -го трубопроводу (каналу). Також, позначено: r_i – радіус перерізу i -го трубопроводу (каналу); A_i – площа i -го трубопроводу (каналу). Площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирали залежно від допустимої швидкості РР в них.

Математична модель всмоктувального трубопроводу

Оскільки РР з бака Б2 до диспергатора подається під сталим напором H , то тиск РР на вході насоса

$$p_{\text{вх н}} = \rho(t)gH, \quad (3.18)$$

де H – рівень рідини між робочим баком та диспергатором.

Математична модель дроселя

Провідність дроселя розраховують за залежністю

$$G_{\text{др}i}(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}}) A_{\text{др}}(x_{\text{зрегдр}}(t)) \sqrt{\frac{2}{\rho(t)}}, \quad (3.19)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}})$ – коефіцієнт витрати дроселя залежно від числа $\text{Re}_{\text{др}}$; $x_{\text{зрегдр}}(t)$ – переміщення запірно-регулюючого елемента дроселя (обмеження переміщення рухомих елементів $0 < x_{\text{зрег}}(t) \leq x_{\text{зрегmax}}$); $A_{\text{др}}[x_{\text{зрегдр}}(t)]$ – площа прохідного перетину дроселя залежно від переміщення його запірно-регулюючого елемента.

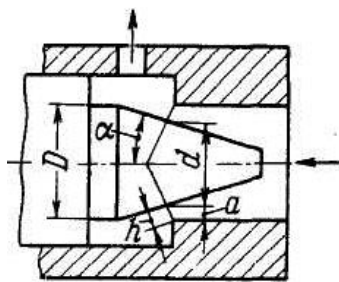


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема дроселя

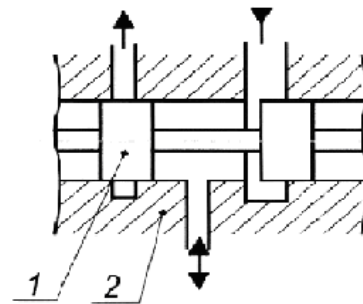


Рисунок 3.9 – Розрахункова схема гідророзподільника: 1 – запірно-регулюючий елемент; 2 – корпус

Площа прохідного перерізу дроселя для схеми з рис. 3.8 розраховується за формулою

$$A_{\text{др}i}[x_{\text{зрегдр}}(t)] = \pi h[x_{\text{зрегдр}}(t)] \frac{D+d}{2}. \quad (3.20)$$

Витрата через дросель розраховується за залежністю

$$q_{др}(t) = G_{др}(t) \sqrt{p_1(t) - p_2(t)}, \quad (3.21)$$

де $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно зміна тиску на вході і виході дроселя.

Зазначимо, що залежно від форми дроселюючої щілини та конструкції дроселя використовують різні залежності для визначення площі його прохідного перерізу.

Математична модель гідророзподільника

Використовували двопозиційний розподільник з ручним керуванням, яким керували пуском, зупинкою та напрямком потоку РР, рис. 3.9, тип керування на рисунку не показано. Розрахунок витрати крізь i -й гідророзподільник проводили за залежністю

$$q_{pi}(t) = \mu_{pi}(Re) A_{гр} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} \Delta p_{вік}(t)}, \quad (3.22)$$

де $\mu_{pi}(Re)$ – коефіцієнт витрати гідророзподільника; $A_{гр}$ – площа перерізу робочого вікна гідророзподільника; $\Delta p_{вік}(t)$ – перепад тиску на робочому вікні.

Обмеження переміщення запірно-регулюючого елемента розподільника

$$0 < x_p(t) \leq x_{p \max}, \quad (3.23)$$

де $x_{p \max}$ – максимальне переміщення запірно-регулюючого елемента.

Математична модель фільтра

Вона складається з рівнянь:

перепаду тиску [32]

$$\Delta p_{\phi} = p_{11} - p_{12} = \frac{\mu q_{12}}{k_{\phi} A_{\phi}}, \quad (3.24)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, $0,1 \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$; k_{ϕ} – коефіцієнт фільтра, який залежить від тонкості фільтрації РР і визначається за таблицями роботи [32], $\text{л}/\text{см}^2$; A_{ϕ} – площа фільтра, см^2 ;

нерозривності

$$q_{12} = q_{11}. \quad (3.25)$$

Крім математичних моделей окремих гідроапаратів до математичної моделі станда входять рівняння нерозривності:

$$q_{вх н} = q_{вх р} + q_{вх п}. \quad (3.26)$$

$$q_{н}(t) = q_2(t) \text{ або } q_{н}(t) = q_{32}(t), \quad (3.27)$$

Рівняння (3.15), (3.26) доповнювали рівняннями зміну стану РР

$$T_a = f[T_0, \rho(t)], = f[\rho_{p0}, m_0, p, p_0, E_C, \alpha, \rho_{r0}, T(t), T_0], \quad (3.28)$$

де T_0 – початкова температура РР.

Математична модель пневматичного дроселя

Зазначимо, що в пневматичній системі стенда використовується ресивер, отже, пульсації тиску в ній відсутні. Оскільки, режим течії через дросель докритичний, його математична модель складається з рівнянь:

витрати [43]

$$\dot{m}_g = \mu_d A_d \sqrt{\frac{p_2(p_1 - p_2)}{RT_2}}, \quad (3.29)$$

де \dot{m}_g – масова витрата крізь дросель; μ_d – коефіцієнт витрати, що визначається за формулою $\mu_d = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$, тут ζ – коефіцієнт опору дроселя; A_d – площа поперечного перерізу каналу дроселя; p_1 та p_2 – відповідно тиски на вході і виході дроселя; R – газова постійна; T_2 – температура повітря на виході з дроселя.

нерозривності

$$\dot{m}_{g1} = \dot{m}_{g2}. \quad (3.30)$$

Рівняння (3.29) доповнювали рівняннями зміни стану повітря. Термодинамічний процес зміни стану повітря в пневматичній системі стенда приймали ізотермічним, тобто $T_0 = T_1 = T_2 = T$, тоді як при витіканні через дросель приймався адіабатичним. Це припущення добре підтверджується експериментальними дослідженнями, наведеними в роботі [53]. Об'ємну витрату крізь дросель визначали за залежністю

$$q_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_{g0}}. \quad (3.31)$$

Математична модель пневматичного трубопроводу

Оскільки, повітря в гідравлічну систему стенду подається з постійною витратою та тиском, його математична модель складається з рівняння втрат тиску

$$\Delta p_g = \zeta_{\Sigma} \frac{\rho_{g0} v_g^2}{2}, \quad (3.32)$$

де ζ_{Σ} – коефіцієнт опору трубопроводу; v_g – середня швидкість течії повітря.

Розроблена, з урахуванням максимальної кількості факторів, математична модель стенда для випробувань будь-яких насосів, в тому числі і ЛГН при їх

роботі на газорідній суміші. Її використання разом з математичною моделлю насоса на етапі його проектування дозволить визначити робочі характеристики досліджуваного насоса залежно від його конструктивних розмірів, пульсації РР на його виході, скоротити час проектування.

3.3. Вплив конструкції робочих органів та газовмісту РР на характеристики ЛГН

За результатами експериментальних досліджень отримано графічну залежність, рис. 3.10., яка характеризує вплив форми робочих органів ЛГН на його вихідні характеристики.

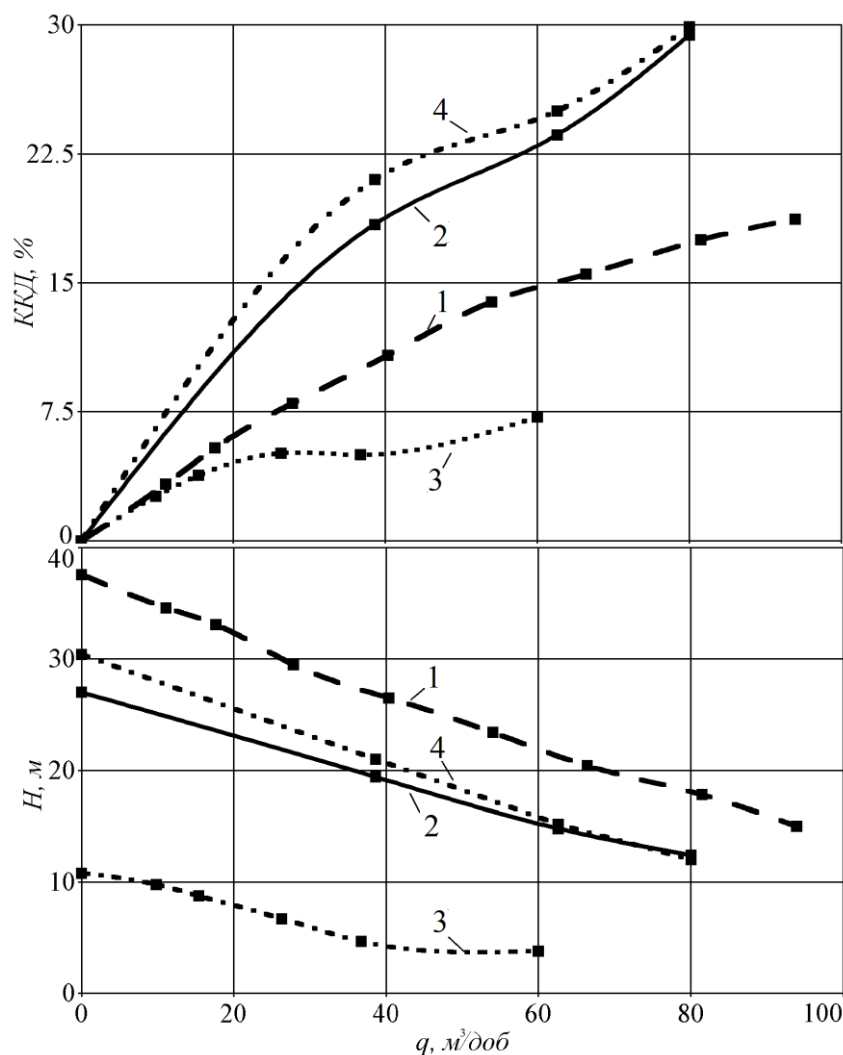


Рисунок 3.10 – Результати експериментальних досліджень ЛГН з різними робочими органами: 1 – два ступеня ЛГН типу-I; 2 – ЛГН типу-II; 3 – ЛГН типу-I; 4 – ЛГН типу-II (теоретичний розрахунок)

Встановлено, що максимальний напір забезпечується двома ланками ЛГН типу-I, встановленими послідовно, проте результати досліджень ЛГН з однією

ланкою робочих органів показали, що використання ЛГН типу-II [101], порівняно із типом-I, дозволяє значно покращити його робочі характеристики. Експериментальним шляхом доведена ефективність використання ЛГН типу-II. Співставлення ККД насосів, отриманих при однакових умовах, показало, що ККД ЛГН типу-II на 5 % більше ніж у звичайного.

При наявності газової складової у РР робоча характеристика насоса має явно виражений оптимум, рис. 3.11. Крім цього, ККД насоса зміщується в бік менших витратків, рис. 3.12, при практично однаковому його значенні при витатку меншій за оптимальну. Порівняння отриманих експериментальних даних для ЛГН типу-I з теоретичними, розрахованими за методикою з роботи [68, 69], показало, що похибка не перевищує 2%.

Проведений аналіз функцій відгуку – рівнянь (3.11), (3.12), дозволив встановити, що при атмосферному тиску на виході з насоса та забезпеченні безкавітаційної його роботи ЛГН типу-II може перекачувати газорідну суміш без зриву витатку, в якій вміст повітря становить біля 30 %, а звичайний – біля 14 %. Таким чином при перекачуванні газорідної суміші ефективно використовувати розроблений нами ЛГН типу-II [103].

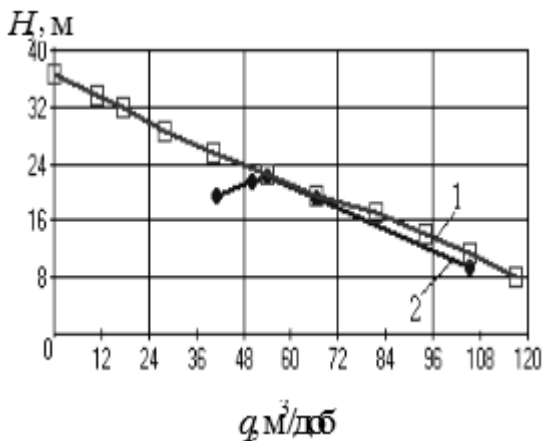


Рисунок 3.11 – Залежність напору від витатку ЛГН типу-I: 1 – газовміст 0 %; 2 – газовміст 15 %.

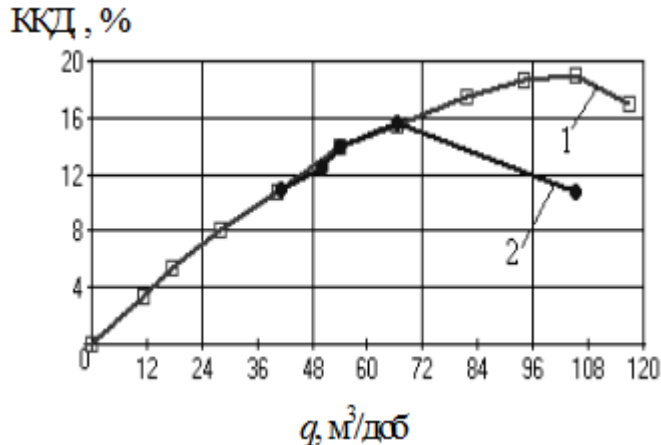


Рисунок 3.12 – Залежність ККД від витатку ЛГН типу-I: 1 – газовміст 0 %; 2 – газовміст 15 %.

3.4. Робота ЛГН як вхідної ланки відцентрового насосного агрегату

Дослідження роботи 19 ланок відцентрового насоса у парі з ЛГН різних типів, встановлених на його вході, та без нього показало, рис. 3.13, що найбільший ККД досягається при відсутності ланки ЛГН. Це пояснюється

меншою кількістю робочих агрегатів.

Порівняльний аналіз роботи пари відцентрового насоса з ЛГН на вході показав, що використання ЛГН типу-II [103] дозволяє отримати суттєве покращення його робочої характеристики. Так, видаток насосного агрегату, який складається з 19 ланок відцентрового насоса, з ланкою на вході ЛГН типу-II досягає $80 \text{ м}^3/\text{доб}$. Зазначимо, що з підвищенням вмісту газоповітряної суміші робота ЛГН типу-II стає більш ефективною [23]. Відзначимо, що характер зміни напірних характеристик досліджуваних ЛГН співпадає з експериментальними характеристиками таких насосів, наведених в роботі [49].

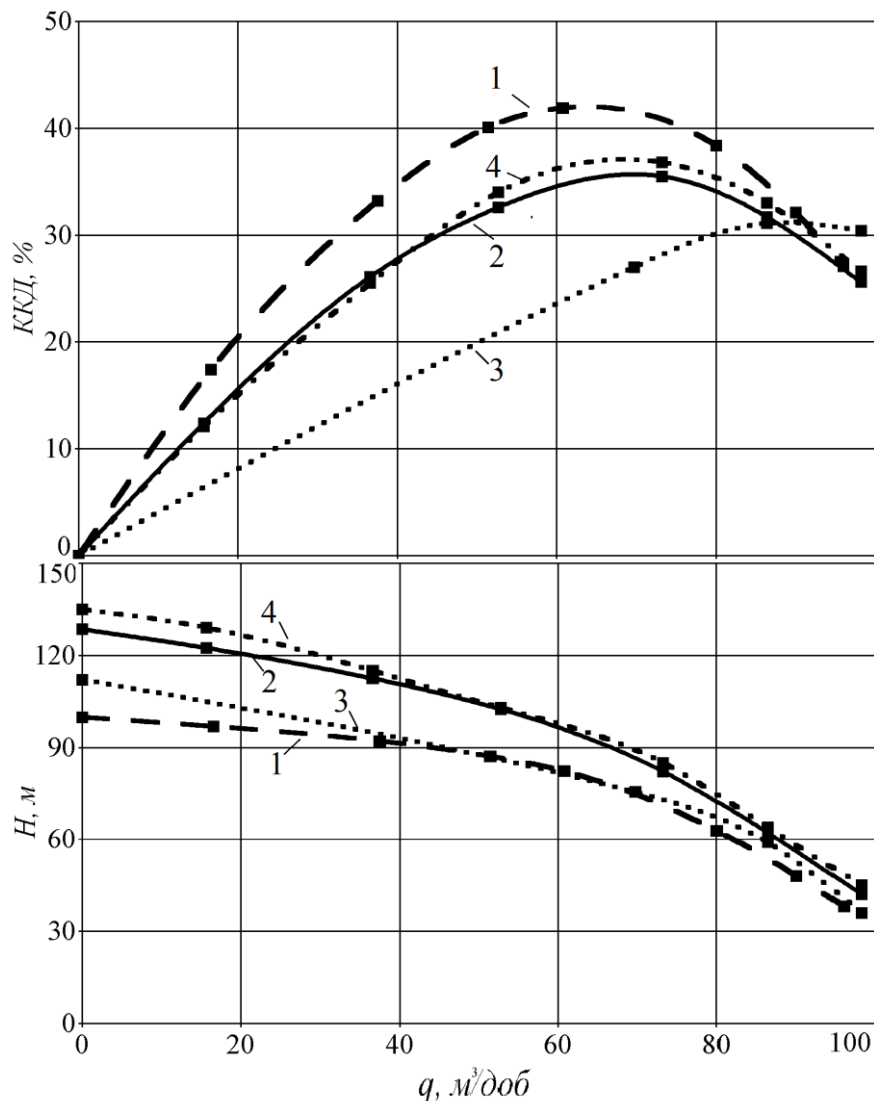


Рисунок 3.13 – Результати експериментальних досліджень роботи 19 ланок відцентрового насоса з ланкою ЛГН: 1 – без ЛГН; 2 – з ЛГН типу-II; 3 – з ЛГН типу-I; 4 – з ЛГН типу-II (теоретичний розрахунок)

Експериментальним шляхом доведена ефективність використання на вході відцентрового насосного агрегату ланки ЛГН типу-II. ККД та напір

такого насосного агрегату відповідно зросли на 8 і 13 %.

3.5. Пульсація тиску на виході ЛГН

Отримані осцилограми пульсацій тиску на вході і виході ЛГН, деякі з яких зображені на рис. 3.4–3.6, не дозволяють прямо визначити пульсацію тиску на його виході, оскільки для створення підпору тиску на вході в ЛГН (що відповідає реальним умовам його роботи) використовується лопатевий насос, який на своєму виході створює пульсацію тиску. Тому визначити прямими вимірюваннями пульсацію тиску на виході з ЛГН неможливо. Цю пульсацію можна отримати шляхом віднімання з пульсацій тиску на виході насоса пульсацій тиску на його вході.

При визначенні пульсацій тиску на виході з ЛГН $\Delta\tilde{p}$ вважали, що вони і пульсації на його вході періодичні та залежать від кута повороту вала насоса φ , функція $\Delta\tilde{p}(\varphi)$ кусочно-гладка та задовольняє умовам теореми Діріхле. Оскільки будь-який періодичний сигнал з періодом T може бути поданий сумою визначених набором гармонічних коливань з коловими частотами, рівними $\omega = n\omega_1 = \frac{2\pi n}{T}$, де n – номер гармоніки (натуральне число), пульсацію тиску записували у вигляді ряду Фур'є [37].

$$\Delta\tilde{p}(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\varphi + b_n \sin n\varphi), \quad (3.33)$$

де
$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \Delta\tilde{p}(\varphi) \cos(n\varphi) d\varphi, n = 0, 1, 2, \dots; \quad (3.34)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} \Delta\tilde{p}(\varphi) \sin(n\varphi) d\varphi, n = 1, 2, \dots. \quad (3.35)$$

Зроблені нами співставлення відтинку гармонічного ряду Фур'є з вихідними даними, отриманими при оцифруванні осцилограм тиску на вході та виході з ЛГН, при використанні п'яти гармонік показали гарний збіг. Отримана збіжність була визнана достатньою для проведення подальших досліджень, отже, приймали $n = 5$.

В пакеті MathCad нами була розроблена програма, яка за амплітудами пульсацій тиску $\Delta\tilde{p}_m$, знятих у m точках осцилограм за період 2π , розраховувала коефіцієнти a_0 , a_n , b_n та будувала гармонічні криві пульсацій тиску на вході і виході з насоса, проводила їх зсув, що визначався відстанню

між точками, в яких знімали осцилограми тиску l , та швидкістю поширення звуку у воді – c ($t = \frac{l}{c}$). Потім віднімали від кривої, що описує тиск на виході з ЛГН криву, що характеризує тиск на його вході і за результатами розрахунків будували дійсну пульсацію тиску на виході з ЛГН. Вихідними даними для розробленої програми були: частота обертів насоса $n_n = 2970$ об/хв; кількість нарізок робочих органів насоса $z = 10$; відстань між точками, в яких знімали осцилограми тиску, $l = 1$ м; швидкість поширення звуку у воді $c = 1497$ м/с; кількість рівних частин, на які розбивали період 2π , $m = 24$; амплітуда пульсацій тиску $\Delta\tilde{p}_m$ в m точках осцилограм, Па.

З аналізу пульсацій тиску на виході ЛГН, рис. 3.12–3.14, видно, що при газовмісті в межах 10 ... 15 % пульсація тиску на виході ЛГН типу-II на 30 % менша ніж ЛГН типу-I. Аналіз впливу газовмісту на величину пульсацій тиску на виході ЛГН типу-II, рис. 3.14, 3.16, 3.17, показав, що зі збільшенням газовмісту рідини пульсації тиску на виході з насоса зменшуються. Це пояснюється зменшенням модуля об'ємної пружності рідини та співпадає з дослідженнями пульсацій тиску в ГА, наведеними у роботі [22].

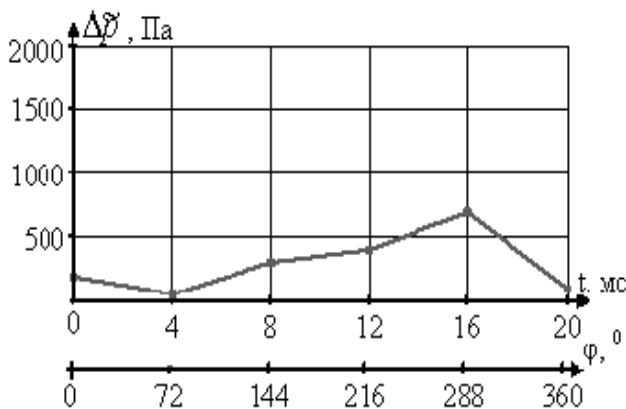


Рисунок 3.14 – Пульсації тиску на виході ЛГН типу-II, нульова точка ($q = 64$, м³/доб; витрата повітря – $q_{\text{пов}} = 6,6$, м³/доб; перепад тиску на насосі $\Delta p = 0,14$ МПа)

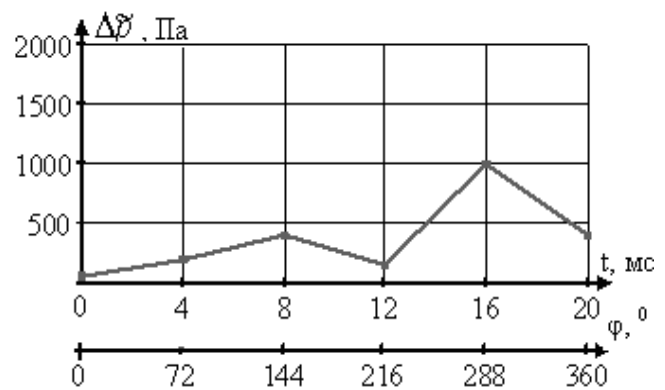


Рисунок 3.15 – Пульсації тиску на виході ЛГН типу-I, нульова точка ($q = 72$, м³/доб; витрата повітря – $q_{\text{пов}} = 6,6$, м³/доб; перепад тиску на насосі $\Delta p = 0,145$ МПа)

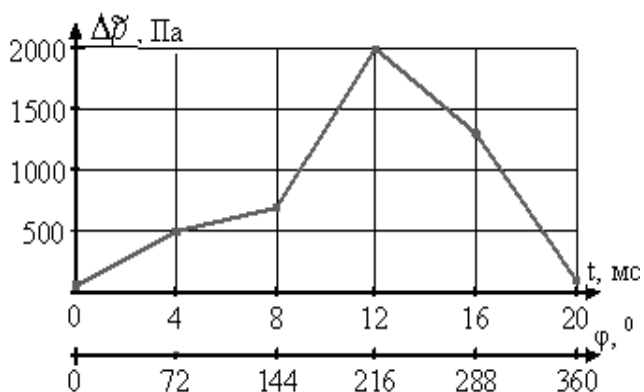


Рисунок 3.16 – Пульсації тиску на виході ЛГН типу-II, нижня точка ($q = 44, \text{ м}^3/\text{доб}$; витрата повітря – $q_{\text{пов}} = 0, \text{ м}^3/\text{доб}$; перепад тиску на насосі $\Delta p = 0,185 \text{ МПа}$)

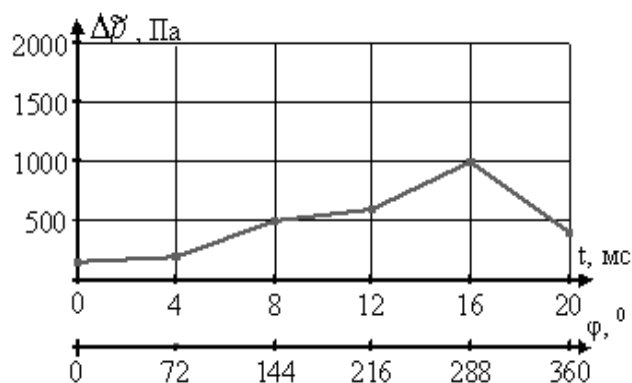


Рисунок 3.17 – Пульсації тиску на виході ЛГН типу-II, верхня точка ($q = 84, \text{ м}^3/\text{доб}$; витрата повітря – $q_{\text{пов}} = 13,2, \text{ м}^3/\text{доб}$; перепад тиску на насосі $\Delta p = 0,115 \text{ МПа}$)

Експериментальним шляхом вперше визначені пульсації тиску на виході з ЛГН. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням газовмісту РР пульсації тиску на виході з ЛГН зменшуються. Доведено, що пульсація тиску на виході розробленого нами ЛГН типу-II менша ніж у звичайного. Порівняння отриманих експериментальних пульсацій тиску на виході з ЛГН з теоретичними, розрахованими за методикою з роботи [73], показало, що похибка не перевищує 2 %.

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ

4.1. Визначення герметичності торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях корпусу

Розглядалися явища, які виникають в торцевому ущільненні в процесі його роботи в ЛГН у свердловині, а також у процесі його випробування на вібростійкість при стаціонарних і нестаціонарних коливаннях. Наявність в торцевому ущільненні пружних елементів (пружин, сильфонів) призводить до того, що при вимушених коливаннях вала, обумовлених нерівномірністю обертання ротора електродвигуна і нестаціонарними гідродинамічними процесами, що відбуваються при обтіканні його РР, можливе значне коливання складових його частин (ущільнюючих кілець, пружин, опірних кілець тощо), особливо на частотах, близьких до власних частот пружно-рухомої системи. Таким чином, за певних умов може відбутися відрив одного від іншого ущільнюючих кілець, і як наслідок, його розгерметизація.

Приймали, що в розглянутому діапазоні характеристики рухомих елементів ущільнення лінійні, використовували принцип суперпозиції, тобто вважали, що вал нерухомий, а коливається корпус. Розрахункову схему торцевого ущільнення ЛГН подавали у вигляді системи, яка складається з рухомого ущільнюючого кільця 2, що має можливість переміщуватись вздовж вала 5 і знаходиться між двома пружинами: механічною 1, з жорсткістю $c_{пр}$, та рідинною, утвореною шаром рідини, яка знаходиться між двома ущільнюючими кільцями – рухомим 2 і нерухомим 6, з жорсткістю $c_{р пр}$, рис. 4.1.

При розрахунках приймали, що: кутовий перекіс поверхонь ущільнювачів малий; кутові переміщення кілець ущільнювачів не впливають на його осьові переміщення; торцеве биття обертового кільця ущільнювача відсутнє; корпус насоса здійснює осьові вимушені коливання, які передаються на кільце ущільнювача, жорстко зв'язаного з ним.

Вважали, що корпус ЛГН здійснює періодичні коливання за законом

$$y_{кор}(t) = a_{кор} \cos(\omega_{кор} t), \quad (4.1)$$

де $a_{кор}$ і $\omega_{кор}$ – відповідно амплітуда і частота коливання корпусу.

Обирали нерухому систему координат ox і рухому систему, зв'язану з

корпусом пристрою, O_1x , як це показано на рис. 4.1. Тоді

$$y(t) = x(t) + y_{\text{кор}}(t), \quad (4.2)$$

де $y(t)$ – координата ущільнюючого кільця в нерухомій системі координат; $x(t)$ – координата ущільнюючого кільця відносно корпусу.

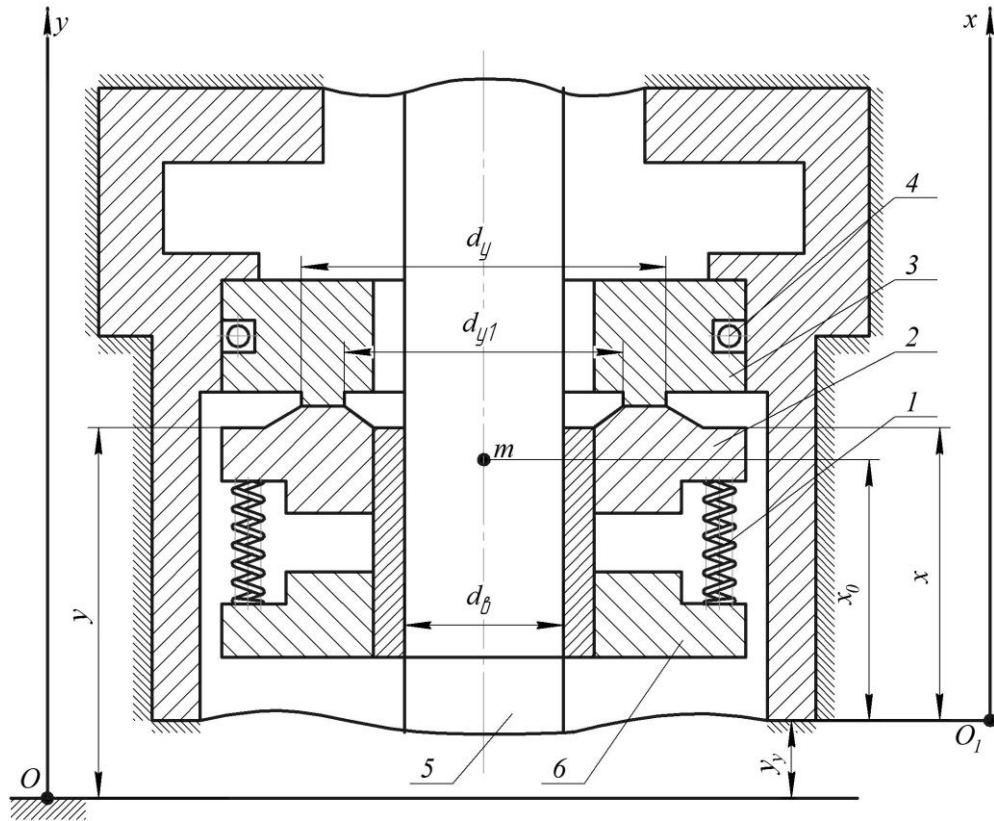


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема торцевого ущільнення: 1 – механічна пружина; 2 – рухоме кільце; 3 – ущільнювач; 4 – кільце ущільнювача; 5 – вал; 6 – нерухоме кільце

Рівняння руху ущільнюючого кільця для цього випадку має вигляд:

$$m\ddot{y}(t) = (c_{\text{пр}} + c_{\text{р пр}})[x(t) - x_0] + F_{\text{гд}}(t) + F_{\Delta p}(t), \quad (4.3)$$

де m – маса рухомого кільця з приведеної до нього маси всіх рухомих елементів; $F_{\text{гд}}(t)$ і $F_{\Delta p}(t)$ – відповідно сила гідродинамічного опору, викликана переміщенням (обтіканням) рухомого ущільнюючого кільця РР, та сила, що діє на це кільце, обумовлена перепадом тиску.

Сила гідродинамічного опору може бути розрахована за відомою залежністю

$$F_{\text{гд}}(t) = C_d A_0 \rho \frac{v^2}{2}, \quad (4.4)$$

де C_d – коефіцієнт опору тиску, лобового опору, який залежить від форми тіла,

що обтікається, і числа Рейнольдса, для пластини круглої форми $C_d = 1,11$; A_0 – площа мідієвого перерізу, тобто площа проекції тіла A на площину нормалі вектора швидкості v_0 .

Позначали $\Delta x(t) = x(t) - x_0$ і використовували принцип суперпозиції, тоді рівняння (4.4) набуде вигляду

$$F_{гд}(t) = C_{гд} \Delta \dot{x}(t), \quad (4.5)$$

де

$$C_{гд} = C_d A_0 \rho \frac{\Delta \dot{x}(t)}{2}. \quad (4.6)$$

Сила, що діє на рухоме кільце, обумовлена перепадом тиску, враховується в рівнянні (4.3) фіктивною масою m_ϕ

$$F_{\Delta p} = A_k p_{вс} = m_\phi g,$$

та

$$m_\phi = \frac{A_k p_{вс}}{g}, \quad (4.7)$$

де A_k і $p_{вс}(t)$ – відповідно ефективна площа ущільнюючого кільця 2 і зміна тиску в камері ЛГН, в якій встановлено торцеве ущільнення.

Маса рухомого ущільнюючого кільця 2 дорівнює приведеній масі всіх рухомих елементів торцевого ущільнення і у загальному випадку розраховується за залежністю

$$m = m_{ук} + \frac{1}{3} m_{пр} + m_{рр}, \quad (4.8)$$

де $m_{ук}$ і $m_{пр}$ – відповідно маси ущільнюючого кільця і пружини; $m_{рр}$ – приведена до ущільнюючого кільця маса РР, що знаходиться в камері, в якій встановлено ущільнююче кільце, розрахована з умови рівності кінетичної енергії [95]

$$m_{рр} = \frac{\rho l_k q_H^2}{A_k \Delta \dot{x}(t)^2}, \quad (4.9)$$

де l_k – довжина камери, в якій встановлено торцеве ущільнення.

Сумарна маса рухомого кільця

$$m_\Sigma = m + m_\phi. \quad (4.10)$$

За результатами попередніх розрахунків приведеної до ущільнюючого кільця маси РР $m_{рр}$ встановлено, що нею можна знехтувати, причому похибка не перевищить 1 %.

Жорсткість механічної пружини розраховується за залежністю [135]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} d_{\text{пр}}^4 h_{\text{пр}}}{8 D_{\text{пр}}^3 n_{\text{пр}}}, \quad (4.11)$$

де $G_{\text{пр}}$ – модуль зсуву металу, з якого виготовлена пружина; $d_{\text{пр}}$ і $D_{\text{пр}}$ – відповідно діаметр дроту та середній діаметр витка пружини; $h_{\text{пр}}$ – висота стиснутої пружини; $n_{\text{пр}}$ – кількість робочих витків пружини.

Формула (4.11) справедлива при $n_{\text{пр}} \geq 2 \dots 3$ [135], що для торцевого ущільнення виконується. У разі використання в конструкції ущільнення як пружного елемента пружини і сільфона, жорсткість $c_{\text{пр}}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

Жорсткість рідинної пружини визначається за залежністю [136]

$$c_{\text{р пр}} = \frac{A_{\text{к}} E(p)}{l_0}, \quad (4.12)$$

де $A_{\text{к}}$ – площа контакту між рухомим кільцем 2 та ущільнювачем 3; l_0 – максимальна висота шару РР між рухомим кільцем 2 та ущільнювачем 3.

У торцевих ущільненнях пари тертя в статичі являють собою дві шорсткі поверхні (зазвичай $Ra = 0,08 \dots 0,16$ мкм), контактують виступами мікронерівностей. Інший простір, утворений заглибинами мікронерівностей, заповнений робочим середовищем [131]. За даними, наведеними в роботі [131], зазори в працюючих торцевих ущільненнях різні і для звичайних для пар тертя складають $0,5 \dots 2$ мкм. Таким чином, максимальна висота шару рідини між рухомим кільцем 2 та ущільнювачем 3 l_0 знаходиться в цьому проміжку.

Для знаходження модуля пружності РР у функції від тиску $E(p)$, необхідно знайти контактний тиск, який розраховували за залежністю [131]:

$$p_{\text{к}} = \frac{F_{\text{пр}} - F_{\text{тр}} + \pi p_0 \frac{d_{y1}^2 + d_y d_{y1} + d_y^2 - 3d_{\text{в}}^2}{12}}{\pi \frac{d_y^2 - d_{y1}^2}{4}}, \quad (4.13)$$

де $F_{\text{пр}}$ – сила пружини; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя ущільнюючого кільця 2; p_0 – тиск РР в проточній частині ЛГН, де встановлене торцеве ущільнення; $d_{\text{в}}$, d_y , d_{y1} – діаметри вала і контактної поверхні (див. рис. 4.1).

Сила пружини

$$F_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} x_{\text{пр}0}, \quad (4.14)$$

де $x_{\text{пр}0}$ – попереднє стискання пружини.

Силу тертя розраховували згідно із залежністю [138]

$$\begin{aligned} F_{\text{тр}}(t) &= F_{\text{трп}} && \text{при } \dot{x} = 0, \\ F_{\text{тр}}(t) &= F_{\text{трв}}(t) \operatorname{sign} \dot{x} && \text{при } \dot{x} \neq 0, \end{aligned} \quad (4.15)$$

де $F_{\text{трп}}$ і $F_{\text{трв}}(t)$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та при його русі; x і \dot{x} – відповідно переміщення і швидкість переміщення ущільнюючого кільця 2; t – час; $\operatorname{sign} \dot{x}$ – функція Кронекера від \dot{x}

$$\operatorname{sign} \dot{x} = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x} = 0; \\ 1 & \text{при } \dot{x} \neq 0. \end{cases}$$

Модуль пружності рідини залежно від тиску визначається за формулою (1.7).

Вводили такі позначення: $c = c_{\text{рпр}} + c_{\text{пр}}$; $\Delta x(t) = x(t) - x_0$; $a = a_{\text{кор}} \omega_{\text{кор}}^2$, з урахуванням яких рівняння (4.1) та залежність (4.3) можна записати у вигляді:

$$\Delta \ddot{x}(t) + 2\beta \Delta \dot{x}(t) + \omega_0 \Delta x(t) = a \cos(\omega_{\text{кор}} t), \quad (4.17)$$

де $a = a_{\text{кор}} \omega_{\text{кор}}^2$ – вимушене перевантаження, що діє на корпус ЛГН; $\beta = \frac{k_{\text{тр}}}{2m}$ –

коефіцієнт демпфірування; $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – частота, з якою система здійснює вільні

коливання при відсутності втрат.

Рівняння (4.17) збігається з диференціальним рівнянням, що описує малі вимушені коливання системи, рішення якого відповідає усталеним коливанням та має вигляд [40]

$$\Delta x(t) = a_{\text{у.к}} \cos(\omega_{\text{кор}} t - \varphi), \quad (4.18)$$

де

$$a_{\text{у.к}} = \frac{a}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{кор}}^2}}; \quad (4.19)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2\omega_{\text{кор}} \beta}{\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2}. \quad (4.20)$$

З рівнянь (4.18)–(4.20) витікає, що вимушені малі коливання є гармонійними коливаннями з частотою $\omega_{\text{кор}}$. Амплітуда коливань $a_{\text{у.к}}$ пропорційна амплітуді $a_{\text{кор}}$ і є функцією частоти $a_{\text{у.к}} = a_{\text{у.к}}(\omega_{\text{кор}})$. Вимушені коливання торцевого ущільнення відстають за фазою від вимушених коливань

корпусу ЛГН на величину φ , яка також є функцією частоти $\omega_{\text{кор}}$, тобто $\varphi = \varphi(\omega_{\text{кор}})$.

При відсутності вібрації рівняння рівноваги сил, що діють на ущільнююче кільце, має вигляд:

$$F_{\text{пр}0} - mg + A_{\text{у.к}} p_{\text{н}} - A_{\text{у.п}} p_{\text{к}} - c_{\text{р пр}} x_{20} = 0, \quad (4.21)$$

де $F_{\text{пр}0}$ – сила підтискання пружини; $A_{\text{у.к}}$ – площа ущільнюючого кільця, на яку діє тиск в проточній камері ЛГН; $A_{\text{у.п}}$ – площа ущільнюючої поверхні; x_{20} – підтискання пари рухоме ущільнююче кільце – нерухоме ущільнююче кільце.

З рівняння (4.21) знаходили

$$x_{20} = \frac{F_{\text{пр}0} - mg - A_{\text{у.к}} p_{\text{н}} + A_{\text{у.п}} p_{\text{к}}}{c_{\text{р пр}}}. \quad (4.22)$$

Величина питомого тиску в ущільнюючій парі ущільнюючого кільця ущільнюючий шар – метал

$$\tilde{p} = \frac{x_{20} c_{\text{р пр}}}{A_{\text{у.п}}}. \quad (4.23)$$

Очевидно, що при деякій величині питомого тиску порушується герметичність торцевого ущільнення ЛГН. Необхідна величина питомого тиску, при якій торцеве ущільнення буде герметичне, залежить від багатьох параметрів. Проте визначальними параметрами є характеристики ущільнюючого шару (рапід) і металу, з якого виготовлено ущільнююче кільце, ширина ущільнюючого шару, а також рівень тиску в камері ЛГН, де встановлено ущільнення.

Із залежності (4.23), підставляючи в якості питомого тиску його мінімальну величину $\tilde{p}_{\text{мін}}$, знаходили величину підтискання, при якій починаються витoki РР крізь ущільнення

$$x_{\text{п в}} = \frac{\tilde{p}_{\text{мін}} A_{\text{у.п}}}{c_{\text{р пр}}}. \quad (4.24)$$

Величина

$$x_{\text{мін}} = x_{20} - x_{\text{п в}} \quad (4.25)$$

характеризує мінімально допустиме зміщення ущільнюючого кільця торцевого ущільнення ЛГН до початку витоків крізь нього. Запас герметичності ущільнення розраховували за залежністю

$$k_{\text{гер}} = \frac{x_{20} - x_{\text{пв}}}{x_{20}}. \quad (4.26)$$

Тоді

$$x_{\text{min}} = k_{\text{гер}} x_{20}. \quad (4.27)$$

При періодичних коливаннях корпусу ЛГН ущільнююче кільце торцевого ущільнення коливається з деякою амплітудою зміщення x_3 , яка дорівнює $a_{y.k}$ (4.19), $x_3 = a_{y.k}$.

Тоді очевидно, що при $x_3 < x_{\text{min}}$ герметизація торцевого ущільнення ЛГН не порушується. При $x_3 > x_{\text{min}}$ відбувається порушення герметичності. Границя початку витоків крізь ущільнення визначається залежністю

$$x_3 = x_{\text{min}}. \quad (4.28)$$

Вводили перевантаження $p_p = \frac{a}{g}$ і, враховуючи залежності (4.27) та (4.28), отримали перевантаження від частоти вібрації корпусу ЛГН, при якому почнуться витокі крізь торцеве ущільнення

$$p_p = \frac{k_{\text{гер}} x_{20}}{g} \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{кор}}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{\text{кор}}^2}. \quad (4.29)$$

Мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація торцевого ущільнення ЛГН, визначається такою залежністю:

$$p_{p \text{ min}} = \frac{2k_{\text{гер}} x_{20} \beta}{g} \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}. \quad (4.30)$$

Для торцевого ущільнення ЛГН, яке має такі геометричні розміри: діаметр вала $d_b = 19$ мм, зовнішній діаметр ущільнюючого кільця $d_y = 62$ мм, внутрішній діаметр ущільнюючого кільця $d_{y1} = 52$ мм; вага ущільнюючого кільця $m_{y.k} = 0,15$ кг, кількість робочих витків пружини $n_{\text{пр}} = 3$, будували графічні залежності, рис. 4.2, 4.3, що характеризують вплив амплітуди і частоти вібрацій корпусу ЛГН на стійкість його торцевого ущільнення.

За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН на тисках 0,2...0,5 МПа торцеве ущільнення має високу надійність, зберігаючи герметичність на тиску, що в 2,5...3 рази перевищує максимальний тиск насоса, тобто торцеве ущільнення є високонадійним елементом ЛГН. Проте для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення при роботі ЛГН треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота вібрацій його корпусу становить близько 400 Гц. Слід зазначити, що амплітуда вібрацій

корпусу ЛГН, яка знаходиться в діапазоні 0,5...1,5 мм, що відповідає реальним умовам роботи, не може бути причиною розгерметизації його торцевого ущільнення.

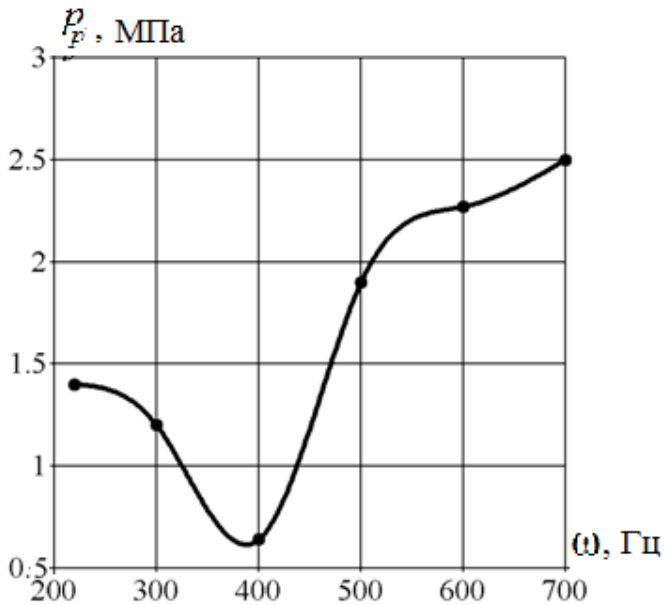


Рисунок 4.2 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від частоти вібрацій корпусу ЛГН

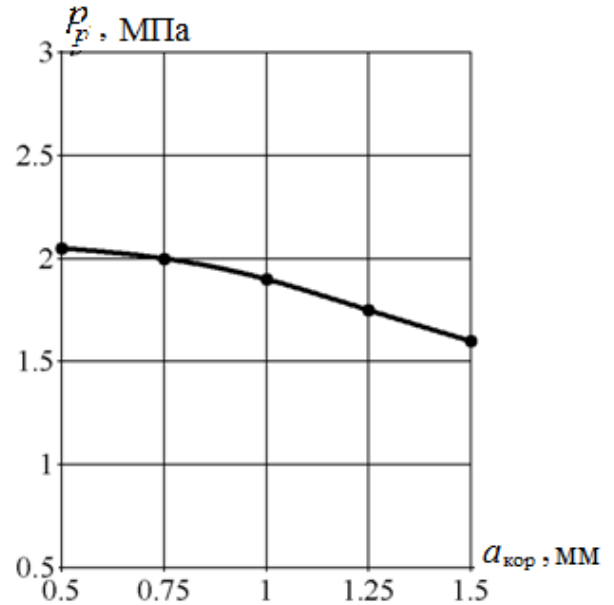


Рисунок 4.3 – Залежність допустимого перевантаження торцевого ущільнення від амплітуди вібрацій корпусу ЛГН

Уперше отримано аналітичні залежності: для визначення запасу герметичності торцевого ущільнення ЛГН, перевантаження від частоти вібрації його корпусу, при якому почнуться витіки крізь нього, та мінімальне навантаження, при якому можлива розгерметизація ущільнення. За результатами розрахунків встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН торцеве ущільнення має високу надійність, зберігаючи герметичність за тиском, що в 2,5...3 рази перевищує його максимальне значення, тобто торцеве ущільнення є високонадійним елементом ЛГН. Для виключення імовірності розгерметизації торцевого ущільнення треба уникати режимів роботи ЛГН, коли частота коливання його корпусу складає близько 400 Гц (співпадає з частотою власних коливань ущільнення). Встановлено параметри герметичності торцевого ущільнення ЛГН при гармонічних вимушених коливаннях. Доведено, що в усіх робочих режимах коливань ЛГН торцеве ущільнення витримує робочий тиск насоса і забезпечує його герметичність. Отримані результати можуть бути використані для встановлення герметичності торцевих ущільнень інших гідравлічних пристроїв.

4.2. Прогнозування надійності ЛГН

Відмови в ЛГН відбуваються під дією великої кількості факторів конструктивного, виробничого та експлуатаційного характеру, тобто проблема підвищення їх надійності повинна розв'язуватися комплексно на всіх стадіях його життєвого циклу. Розглядали ЛГН типу-I.

4.2.1. Прогнозування надійності ЛГН методом експертних оцінок

При прогнозуванні надійності ЛГН на етапі його проектування методом експертних оцінок залучалося п'ять провідних фахівців підприємства, що спеціалізується на випуску і технічному обслуговуванні таких насосів – ПАТ «ХЕМЗ-ІРЕС». На першому етапі експерти визначили фактори, які, на їх думку, найбільш суттєво впливають на надійність ЛГН. Це: 1 – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; 2 – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; 3 – зношення торцевого ущільнення; 4 – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта.

На другому етапі експерти, незалежно один від одного, присвоїли кожному фактору ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається, табл. 4.1. Зазначимо, що дійсне значення рангу кожного фактора знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена думка експертів є цілком достовірною.

Таблиця 4.1 – Значення факторів, що впливають на надійність ЛГН

Номер експерта, j	Номер фактора, i			
	1	2	3	4
1	1,0	0,9	0,8	0,4
2	1,0	0,8	0,9	0,5
3	0,8	1,0	0,9	0,5
4	0,9	0,7	0,8	1,0
5	0,8	0,5	1,0	0,6
Розраховані параметри				
$\bar{\varphi}_{i,j}$	0,9	0,78	0,88	0,6
$\bar{\varphi}_{0i,j}$	0,285	0,247	0,278	0,190
$\tilde{\sigma}_i$	0,089	0,172	0,075	0,210
\tilde{v}_i 100%	9,89	22,05	8,52	35,0

На третьому етапі розраховували середньоарифметичну вагу, середню відносну вагу і середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій. Для розрахунку використовували формули з роботи [134]:

середньоарифметична вага фактора

$$\bar{\varphi}_{i,j} = \frac{1}{m} \sum_1^m \tilde{\varphi}_{i,j}, \quad (4.36)$$

де m – кількість експертів;

середня відносна вага фактора

$$\bar{\varphi}_{0i,j} = \frac{\bar{\varphi}_{i,j}}{\sum_1^n \bar{\varphi}_{i,j}}, \quad (4.37)$$

де n – кількість факторів;

середньоквадратичне відхилення фактора

$$\tilde{\sigma}_i = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m [\tilde{\varphi}_{i,j} - \bar{\varphi}_{i,j}]^2}; \quad (4.38)$$

коефіцієнт варіацій

$$\tilde{v}_i = \frac{\tilde{\sigma}_i}{\bar{\varphi}_{i,j}}. \quad (4.39)$$

Результати розрахунку наведено в нижній частині табл. 4.1.

На четвертому етапі визначали ранги характеристик факторів які впливають на надійність ЛГН, суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів. Для визначення рангів заповнювали табл. 4.2. Якщо у вагах в послідовності, що ранжується, k експертів вказали однакову вагу, то рангом є середнє значення натурального ряду чисел. Якщо вага зустрічалась один раз, то ранг є наступним членом натурального ряду чисел.

Розрахунок проводили за такими формулами [127]:

сума рангів та середня сума рангів

$$\tilde{s}_i = \sum_1^m \tilde{\rho}_j, \quad \bar{s} = \frac{\sum_1^n \tilde{s}_i}{n}, \quad (4.40)$$

де $\tilde{\rho}_j$ – ранг характеристики фактора, який впливає на надійність ЛГН;

відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення

$$\tilde{d}_i = \tilde{s}_i - \bar{s}; \quad (4.41)$$

Таблиця 4.2. – Ранги характеристик факторів, які впливають на надійність ЛГН, та суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів

	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
	1,0 $(1+2)\frac{1}{2}=1,5$	1,0 1,0	1,0 1,0	1,0 1,0
	0,9 3,0	0,9 2,0	0,9 $(2+3)\frac{1}{2}=2,5$	0,9 0
	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 3,0	0,8 $(4+5)\frac{1}{2}=4,5$	0,8 0
	0,7 –	0,7 4,0	0,7 –	0,7 0
	0,6 –	0,6 0	0,6 –	0,6 5,0
	0,5 –	0,5 6,0	0,5 –	0,5 $(6+7)\frac{1}{2}=6,5$
	0,4 –	0,4 –	0,4 –	0,4 8,0
Розраховані параметри				
\tilde{s}_i	9,0	16,0	8,0	20,5
\tilde{d}_i	-4,375	2,625	-5,375	7,125
\tilde{T}_i	12	0	12	6

показник зв'язку рангів

$$\tilde{T}_i = \sum_1^{\tilde{L}} (\tilde{t}_i^3 - \tilde{t}_i), \quad (4.42)$$

де \tilde{L} – кількість груп рангів; \tilde{t}_i – кількість зв'язаних рангів в \tilde{l} -й групі.

Результати розрахунку наведено у нижній частині табл. 4.2. Відмітимо, що середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій є непрямыми показниками узгодженості думки експертів за цим фактором. Чим менше коефіцієнт варіації, тим більш узгоджена думка експертів. Остаточні висновки про узгодженість думки експертів формулювали, використовуючи коефіцієнт конкордації (узгодженості) [127]:

$$\tilde{W} = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{m^2(n^3 - n) - m \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (4.43)$$

Розрахований за формулою (4.43) коефіцієнт конкордації склав 0,9394. Таким чином думка експертів є узгодженою, $\tilde{W} \approx 1$. Значення коефіцієнта конкордації підпорядковуються χ^2 -розподілу. Розраховували квантиль розподілу

$$\chi_{\text{ср}}^2 = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{n m (n + 1) - \frac{1}{m - 1} \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (4.44)$$

Розраховували число степеня вільності $\tilde{\nu} = m - 1 = 5 - 1 = 4$, та задавались рівнем довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$. За таблицями з роботи [47] знаходили значення квантиля $\chi_{\text{т}}^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$ -розподілу. Для $\chi_{\text{т}}^2(0,95, 4) = 9,49$, а розрахований за формулою (4.44) – 13,71. $\chi_{\text{ср}}^2 > \chi_{\text{т}}^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$, тобто оцінки експертів є узгодженими при заданому рівні довіри $\gamma = 0,95$.

Ранжування факторів за даними з табл. 4.1 дозволило встановити, що такими, які визначають надійність ЛГН, є: $\bar{\varphi}(1) = 0,9$ – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(2) = 0,88$ – зношення торцевого ущільнення; $\bar{\varphi}(3) = 0,78$ – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(4) = 0,6$ – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта. Таким чином при проектуванні ЛГН необхідно насамперед забезпечити зменшення зношення

виступів нарізок втулки та гвинта, що на стадії проектування досягається вибором відповідних допусків.

4.2.2. Прогнозування надійності ЛГН методом марковської апроксимації

За методикою з роботи [127] здійснювали прогнозування надійності ЛГН методом марковської апроксимації. За даними експериментальних досліджень ЛГН з 18 різними робочими органами, що проведені на ПАТ «ХЕМЗ-ІРЕС», встановлені відносні значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта $\bar{\delta}$.

Величини $\bar{\delta}$ визначається за формулою $\bar{\delta} = \frac{\Delta\delta}{R_r}$, де $\Delta\delta$ – приріст діаметрального зазору між нарізками гвинта та втулки. Результати експериментальних значень (точки) $\bar{\delta}$ залежно від часу експлуатації t зображено на рис. 4.4.

Імовірність знаходження відносного значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта в момент часу t в i -му стані (рівні квантування) – \tilde{P}_i (імовірність безвідмовної роботи ЛГН) визначається рівняннями марковського процесу [134]

$$\tilde{P}_i = -\tilde{v}_i \tilde{P}_i(t) + \tilde{v}_{i-1} \tilde{P}_{i-1}(t), \quad i = 0, 1, 2, \quad (4.45)$$

де \tilde{v}_i – коефіцієнти.

Система рівнянь (4.45) розв'язується за допомогою перетворень Лапласа [134]:

$$\begin{aligned} \tilde{P}_0(t) &= \tilde{P}_0 e^{-\tilde{v}_0 t}; \\ \tilde{P}_1(t) &= \frac{\tilde{v}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0} e^{-\tilde{v}_0 t} + \left(\tilde{P}_1 - \frac{\tilde{v}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0} \right) e^{-\tilde{v}_1 t}; \\ \tilde{P}_2(t) &= \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_0)} e^{-\tilde{v}_0 t} + \left[\frac{\tilde{v}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1} - \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1)} \right] e^{-\tilde{v}_1 t} + \\ &+ \left[\tilde{P}_2 + \frac{\tilde{v}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{v}_2 - \tilde{v}_1} + \frac{\tilde{v}_0 \tilde{v}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{v}_1 - \tilde{v}_0)(\tilde{v}_2 - \tilde{v}_0)} \right] e^{-\tilde{v}_2 t}; \\ \tilde{P}_3(t) &= 1 - \sum_0^2 \tilde{P}_i(t). \end{aligned} \quad (4.46)$$

З урахуванням системи рівнянь (4.46) імовірність безвідмовної роботи ЛГН визначалась такою залежністю:

$$\tilde{P}(t) = 1 - \tilde{P}_3(t). \quad (4.47)$$

Щільність цієї імовірності

$$f(t) = \tilde{P}(t) \sum \tilde{v}_i. \quad (4.48)$$

Математичне очікування

$$\tilde{m}_{\bar{\delta}}(t) = \tilde{P}(t) \sum \bar{\delta}_i. \quad (4.49)$$

Дисперсія

$$\tilde{\sigma}_{\bar{\delta}}^2(t) = \tilde{P}(t) \sum \bar{\delta}_i^2 - \tilde{m}_{\bar{\delta}}(t)^2. \quad (4.50)$$

Оскільки на початку експлуатації $\bar{\delta} = 0$, то в якості початкових значень імовірностей станів при $t = 0$ приймали $P_0 = 1, P_1 = P_2 = P_3 = 0$. Відзначимо, що на рис. 4.4 границі поля допусків $\bar{\delta}_{\max} = a$ і $\bar{\delta}_{\min} = b$ задані технічними умовами.

На трьох рівнях робили квантування поля зношування:

$$t_0 = 2\,000 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_0 = \bar{\delta}(t_0) - \bar{\delta}_0(0) = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_1 = 2\,500 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_1 = \bar{\delta}(t_1) - \bar{\delta}(t_0) = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ мм};$$

$$t_2 = 10\,000 \text{ год}; \Delta\bar{\delta}_2 = \bar{\delta}(t_2) - \bar{\delta}(t_1) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

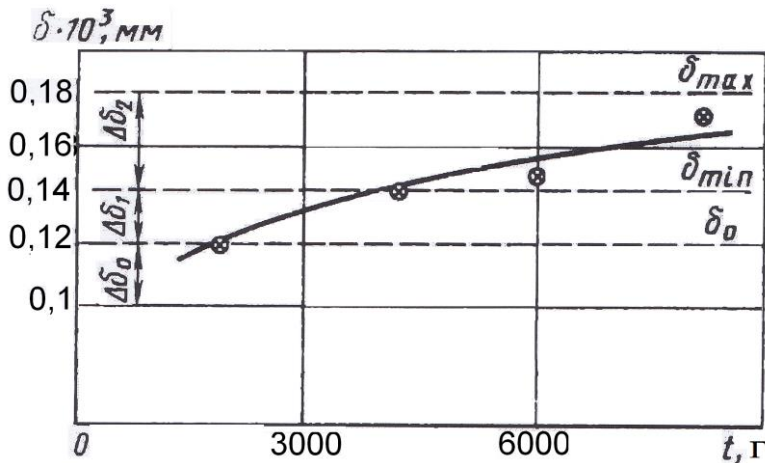


Рисунок 4.4 – Зміна відносного зазору між нарізками гвинта та втулки ЛГН

Визначали інтервали квантування в часі: $t_0^* = 2000$ год; $t_1^* = 2500$ год; $t_2^* = 10000$ год. Розраховували інтенсивності переходів по рівням квантування – коефіцієнти рівнянь імовірності працездатного стану насоса:

$$\tilde{v}_0 = 1/t_0^* = 1/2\,000 = 0,5 \cdot 10^{-3}; \tilde{v}_1 = 1/t_1^* = 1/2\,500 = 0,4 \cdot 10^{-3}; \tilde{v}_2 = 1/t_2^* = 1/10\,000 = 0,09 \cdot 10^{-3}.$$

Задавалися часом t та за системою рівнянь (4.46) знаходили значення $\tilde{P}_i(t)$ і за формулою (4.47) – $\tilde{P}(t)$. Результати розрахунків наведено на рис. 4.5.

Імовірності безвідмовної роботи насоса для 4500 годин роботи становить 0,891, при цьому математичне очікування, розраховане за формулою (4.49), становить $0,12 \cdot 10^{-3}$ мм, а дисперсія – $0,0011 \cdot 10^{-6}$ мм². Таким чином імовірність безвідмовної роботи ЛГН розрахована із задовільною точністю.

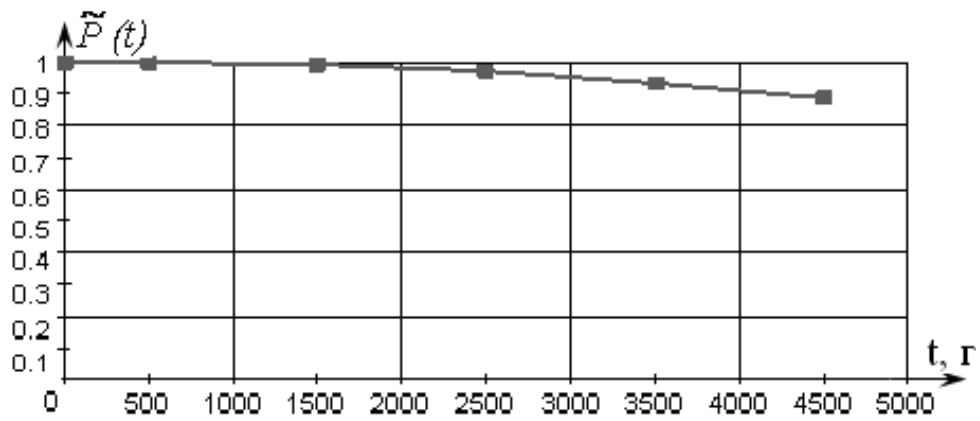


Рисунок 4.5 – Залежність імовірності безвідмовної роботи насоса від часу

4.2.3. Прогнозування надійності ЛГН методом структурних схем

Для порівняння результатів розрахунку надійності методом марковської апроксимації імовірність безвідмовної роботи ЛГН розраховували за допомогою методу структурних схем. При цьому приймали, що всі елементи одновідмовні, їх відмови незалежні, однотипні елементи мають однакову надійність, їх параметри відповідають – номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Приймали, що під час експлуатації інтенсивність відмов $\tilde{\lambda}$ не залежить від часу – імовірність безвідмовної роботи описується експоненціальним законом [134]

$$\tilde{P}(t) = \exp(-\tilde{\lambda}t). \quad (4.51)$$

Імовірність безвідмовної роботи будь-якого пристрою, структурна схема якого містить k паралельних ланцюгів, кожний з яких складається з n елементів, визначали за формулою [134]

$$\tilde{P}(t) = 1 - \prod_1^k \left[1 - \prod_1^n P_i(t) \right], \quad (4.52)$$

де $P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

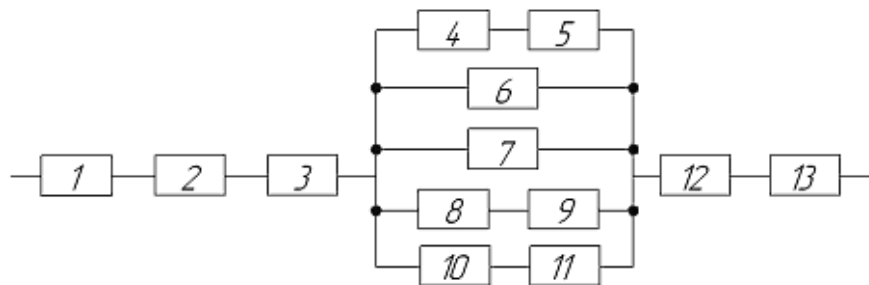


Рисунок 4.6 – Структурна схема для розрахунку надійності ЛГН: 1, 13 – трубопровід; 2, 12 – муфта; 3 – ротор; 4, 8 – торцеве ущільнення; 5, 9 – пружина; 6, 7 – підшипник; 10 – гвинт; 11 – втулка

За конструктивною схемою ЛГН будували його структурну схему, рис. 4.6. Зауважимо, що поєднання елементів в структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність пристрою та не завжди співпадає з монтажною схемою.

За структурною схемою, з використанням формул (4.51) та (4.52), отримали аналітичну залежність для розрахунку імовірності безвідмовної роботи ЛГН

$$\tilde{P}(t) = \tilde{P}_{1-3} \left[1 - \prod_1^5 \left(1 - \prod_4^{11} \tilde{P}_i(t) \right) \right] \tilde{P}_{12-13}. \quad (4.53)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 4.3. При 10 000 годин роботи насоса мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи становить 0,984.

Таблиця 4.3 – Імовірність безвідмовної роботи ЛГН

Елемент насоса	$\tilde{\lambda} \cdot 10^{-6}$, 1/год [132]			$P(4\ 500)$		
	λ_{\min}	λ_{cp}	$\tilde{\lambda}_{\max}$	мін.	сред.	макс.
Трубопровід, $\tilde{\lambda}_{1(13)}$	0,18	0,324	0,7	–	–	–
Муфта, $\tilde{\lambda}_{2(12)}$	0,001	0,025	0,049	–	–	–
Ротор, $\tilde{\lambda}_3$	0,2	0,2	0,2	–	–	–
Торцеве ущільнення, $\tilde{\lambda}_{4(8)}$	0,23	0,7	1,12	–	–	–
Пружина, $\tilde{\lambda}_{5(9)}$	0,004	0,112	0,221	–	–	–
Підшипник, $\tilde{\lambda}_{6(7)}$	0,04	0,5	0,875	–	–	–
Вузол гвинт-втулка, $\tilde{\lambda}_{10-11}$	0,02	0,05	0,098	–	–	–
Насос	–	–	–	0,993	0,996	0,997

За результатами розрахунків імовірності безвідмовної роботи ЛГН встановлено, що він є високонадійним елементом. Аналіз розрахунків показав, що імовірність безвідмовної роботи насоса значною мірою залежить від надійності торцевих ущільнень. Однак слід зазначити, що розрахунок надійності з використанням методу структурних схем дає трохи завищені показники надійності.

Точність розрахунку імовірності безвідмовної роботи ЛГН характеризується дисперсією G_p , розрахунок якої проводили за залежністю [39]

$$G_p^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^S k_i^2 n_i^2 \tilde{\lambda}_i^2 + 2 \sum_{i=1}^S k_i n_i \tilde{\lambda}_i \sum_{\substack{i=1 \\ j \neq i}}^S k_j n_j \tilde{\lambda}_j \right) e^{-2t \sum_{i=1}^S n_i \tilde{\lambda}_i}, \quad (4.54)$$

де $k_i = \frac{\tilde{\lambda}_{i\max} - \tilde{\lambda}_{i\min}}{6\tilde{\lambda}_i}$; $\tilde{\lambda}_{i\max}$ і $\tilde{\lambda}_{i\min}$ – відповідно максимальна і мінімальна інтенсивність відмов i -го елемента; $\tilde{\lambda}_i$ – інтенсивність відмов i -го елемента; t – час роботи; S – кількість груп елементів в пристрої; n_i – кількість елементів в i -й групі; j – кількість елементів в j -й групі.

Розрахункове значення G_p для 10 000 годин становить $0,031 \cdot 10^{-2}$.

Час безвідмовної роботи ЛГН розраховували за формулою

$$T = \frac{1}{\Lambda}, \quad (4.55)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов насоса.

Доведено, що визначальним параметром при прогнозуванні надійності ЛГН є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. Використання при прогнозуванні надійності відносних значень зношення виступів нарізок втулки та гвинта дозволяє застосувати отримані результати при проектуванні ЛГН з широкою гамою робочих органів. Встановлено, що мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи насоса за 10 000 годин становить 0,984, а час безвідмовної роботи – $1,46 \cdot 10^6$ годин, тобто він є високонадійним ГА. Наведена методика розрахунку надійності може бути використана і при розрахунку надійності гвинтових насосів.

4.3. Багатокритеріальна оптимізація параметрів ЛГН

Вона проводилась методом дослідження простору параметрів на базі ЛП, послідовності [123]. Частоту обертання гвинта n обирали з розмірного ряду та вважали постійною. Основну увагу приділяли вибору конструктивних параметрів ЛГН, які забезпечать раціональне значення його робочих характеристик та ККД.

Теоретичною основою методики багатокритеріальної оптимізації ЛГН є розроблена нами теорія розрахунку його характеристик, наведена в статтях [73, 76, 80]. Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснює складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних та критеріальних обмежень, вибір оптимальної точки.

При проведенні оптимізації вважали, що діаметри трубопроводів на вході і виході з насоса – стандартні та рівні між собою. Коефіцієнт нерівномірності подачі ЛГН $\delta_{с.н.} = 0$. Попередньо задавалися типом РР та її газовмістом. За базову модель брали ЛГН типу-I. Розглядали конструкції ЛГН типу-II та ЛГН типу-III. Обирали варійовані параметри ЛГН: $x_1 = R_{\Gamma}$ – гідравлічний радіус гвинтової канавки, м; $x_2 = \delta$ – радіальний зазор, м; $x_3 = s_{\GammaВ}$ – крок гвинтової канавки, м; $x_4 = l_{\GammaВ}$ – довжина гвинта, м; $x_5 = d_{\GammaВ}$ – зовнішній діаметр втулки, м; $x_6 = \alpha$ – кут нарізок по відношенню до осі гвинта; $x_7 = z$ – кількість нарізок.

Приймали такі параметричні обмеження:

$$\begin{aligned} 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_1 \leq 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \quad 0,075 \text{ м} \leq x_5 \leq 0,08 \text{ м}; \\ 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_2 \leq 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \quad 50^{\circ} \leq x_6 \leq 85^{\circ}; \\ 0,07 \text{ м} \leq x_3 \leq 0,072 \text{ м}; & \quad 6 \leq x_7 \leq 12. \\ 0,1 \text{ м} \leq x_4 \leq 0,145 \text{ м}; & \end{aligned} \quad (4.56)$$

Обмеження (4.56) виділяє у просторі параметрів D n -вимірному простору паралелепіпед $\Pi = \{X / (4.56)\}$, де X – точка (вектор), яка відповідає набору параметрів $(x_1 \dots x_7)$. У подальшому розглядали точки X , параметри яких задовольняють обмеженням (4.56).

Як функціональні обмеження приймали вирази, що визначають працездатність ЛГН та взаємозв'язки параметрів між собою. А саме:

функція обмеження коефіцієнта діодності:

$$D = \frac{\zeta_{\text{пр}}}{\zeta_{\text{зв}}} \geq 1, \quad (4.57)$$

де $\zeta_{\text{пр}}$ – коефіцієнт місцевих витрат при течії рідини у прямому напрямі;

$\zeta_{\text{зв}}$ – коефіцієнт місцевих витрат при течії рідини в зворотному напрямі;

функція обмеження критерію кавітації

$$\sigma = \frac{2(p_{\text{вих}} - p_{\text{п}})}{\rho_c v_{\text{ср}}^2} \geq \sigma_{\text{кр}}, \quad (4.58)$$

де $p_{\text{п}}$ – тиск підпору на вході в ЛГН; $v_{\text{ср}}$ – середня швидкість в гвинтовій канавці ЛГН; $\sigma_{\text{кр}}$ – критичне значення критерію кавітації, приймали $\sigma_{\text{кр}} = 0,427$;

функція обмеження швидкості РР у гвинтовій канавці

$$v_{\text{ср.вих}} = \frac{q_{\text{ср}}}{4\pi R_{\Gamma}^2} \leq v_{\text{ср.вих кр}}, \quad (4.59)$$

де $q_{\text{ср}}$ – середній видаток ЛГН; $v_{\text{ср.вих кр}}$ – критичне значення швидкості РР у гвинтовій канавці, приймали $v_{\text{ср.вих кр}} = 8,838$ м/с ;

функція обмеження ККД

$$\eta \geq 0,2, \quad (4.60)$$

де η – ККД ЛГН.

Сформулювали критерії якості ЛГН, значення яких бажано збільшити.

1. Питомий напір

$$\tilde{H} = \frac{H}{z l_B / R_T} \rightarrow \max, \quad (4.61)$$

де H – напір ЛГН.

2. Питомий видаток

$$\tilde{q} = \frac{q_{\text{сер}}}{z l_B / R_T} \rightarrow \max. \quad (4.62)$$

3. Питомий ККД

$$\tilde{\eta} = \frac{\eta}{z l_B / R_T} \rightarrow \max. \quad (4.63)$$

Критеріальні обмеження обирали на етапі попереднього дослідження ЛГН, виходячи з фізики процесів, що відбуваються в ньому та забезпечення максимальних значень усіх критеріїв якості і не пустоти множини допустимих точок в просторі параметрів D . Приймали, що питомий ККД $\tilde{\eta} > 0$. Таким чином, виключали з розгляду область непрацездатності ЛГН.

Псевдокритерії. Оскільки значення питомої потужності \tilde{P} залежить від витрати, напору ЛГН, та є важливим параметром, що забезпечує бажану якість його характеристик, розглядали його не як функціональне обмеження, а як псевдокритерій, який бажано мати найбільшим у вибраному варіанті.

Задавали вихідні дані: $R_T = 2,25 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta = 0,7 \cdot 10^{-3}$ м; $s_{\text{ГВ}} = 0,072$ м; $l_{\text{ГВ}} = 0,112$ м; $v_t = 30$ сСт; $d_b = 0,075$ м; $\alpha = 700$; $z = 10$; $n = 2900$ об/хв; $\rho_c = 1000$ кг/м³.

Знаходження оптимальних параметрів ЛГН проводили в три етапи відповідно до алгоритму методу дослідження простору параметрів. Розв'язували задачу знаходження оптимальних параметрів насоса при заданих функціональних та критеріальних обмеженнях. Задача розв'язувалася за допомогою розробленої програми у пакеті прикладних програм Mathcad, яка наведена в додатку Е. В результаті розв'язання оптимізаційної задачі отримали таблицю досліджень. За результатами розрахунків було взято $N = 1024$ пробних точок. Функціональним обмеженням задовольняли $N' = 235$ точок, що свідчить

про ефективність відбору ($\gamma = \frac{N'}{N} = 0,23$) [123]. Знаходили точки, в яких задовольняються критеріальні обмеження. Згідно з рекомендаціями [123], для отримання оптимальних параметрів ЛГН покращували значення оптимальної точки, отриманої на першому етапі. Деякі точки, які відповідають критеріям якості для ЛГН з різними формами робочих органів, наведені в табл. 4.4–4.6. Будували графічні залежності питомих витрати та ККД, а також реального ККД від питомого напору, рис. 4.7–4.9.

Таблиця 4.4 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів ЛГН типу-I

Номер точки	Параметри ЛГН							Критерії якості			
	$R_T \cdot 10^{-3}$, м	$\delta \cdot 10^{-4}$, м	$s_{ГВ}$, м	$l_{ГВ}$, м	d_B , м	α , °	z	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	1,77	6,18	0,07	0,129	0,071	80,15	6,53	0,065	0,118	0,037	20,7
4	1,40	9,63	0,071	0,116	0,075	83,22	10,48	0,072	0,129	0,062	21,5
7	2,02	8,94	0,07	0,132	0,08	70,71	6,04	0,115	0,156	0,071	34,9
12	1,74	7,41	0,07	0,128	0,074	51,81	11,22	0,125	0,144	0,092	36,8
16	1,02	5,64	0,07	0,11	0,08	67,57	7,37	0,078	0,176	0,097	38,6

Таблиця 4.5 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів ЛГН типу-II

Номер точки	Параметри ЛГН							Критерії якості			
	$R_T \cdot 10^{-3}$, м	$\delta \cdot 10^{-4}$, м	$s_{ГВ}$, м	$l_{ГВ}$, м	d_B , м	α , °	z	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	2,47	6,51	0,072	0,140	0,070	83,29	6,13	0,097	0,154	0,068	24,3
3	2,43	5,68	0,070	0,136	0,071	76,93	10,5	0,112	0,194	0,093	27,5
6	1,15	8,05	0,071	0,105	0,074	80,08	10,0	0,114	0,190	0,101	29,1
10	2,02	8,94	0,070	0,132	0,080	70,71	6,04	0,129	0,180	0,108	31,9
14	1,02	5,64	0,070	0,11	0,080	67,57	7,37	0,08	0,210	0,115	46,1

Таблиця 4.6 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів ЛГН типу-III

Номер точки	Параметри ЛГН							Критерії якості			
	$R_T \cdot 10^{-3}$, м	$\delta \cdot 10^{-4}$, м	$s_{ГВ}$, м	$l_{ГВ}$, м	d_B , м	$\alpha, ^\circ$	z	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	2,43	7,31	0,072	0,11	0,074	73,79	10,27	0,096	0,147	0,069	23,0
3	1,37	7,57	0,071	0,12	0,074	77,00	8,90	0,099	0,157	0,075	24,8
4	1,40	9,63	0,071	0,116	0,075	83,22	10,48	0,110	0,195	0,104	29,7
7	1,74	7,41	0,070	0,128	0,074	51,81	11,22	0,113	0,199	0,115	42,3
9	1,02	5,64	0,070	0,110	0,080	67,57	7,37	0,081	0,213	0,118	47,1

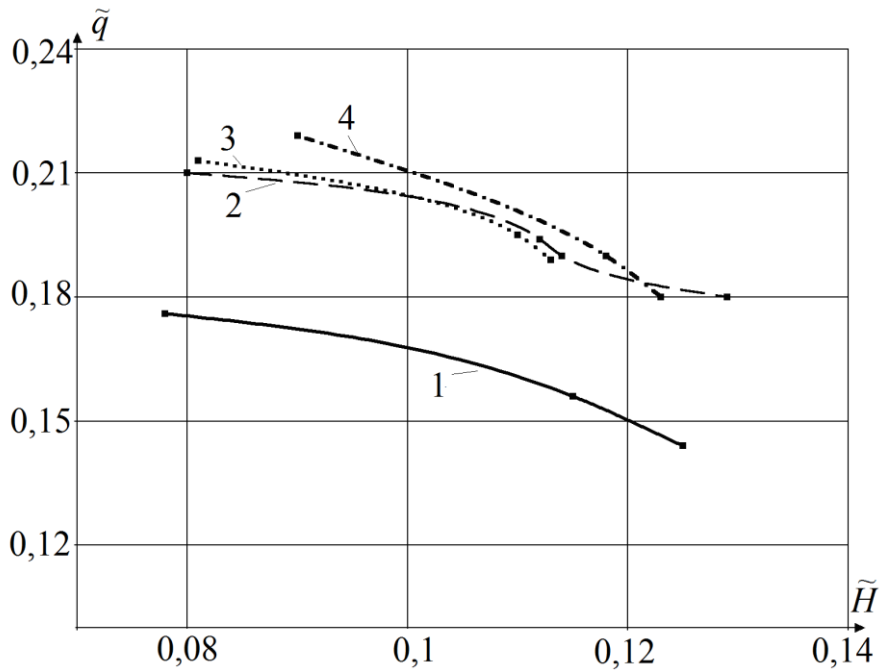


Рисунок 4.7 – Залежність питомого видатку ЛГН від питомого напору: 1 – ЛГН типу-I; 2 – ЛГН типу-II; 3 – ЛГН типу-III; 4 – ЛГН типу-II (експериментальні дані)

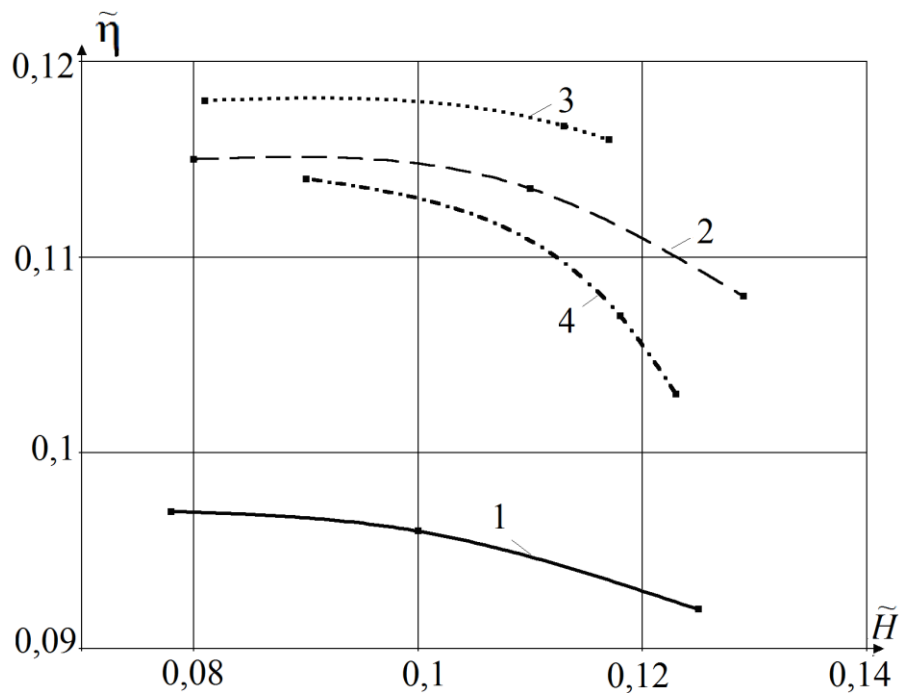


Рисунок 4.8 – Залежність питомого ККД ЛГН від питомого напору: 1 – ЛГН типу-I; 2 – ЛГН типу-II; 3 – ЛГН типу-III; 4 – ЛГН типу-II (експериментальні дані)

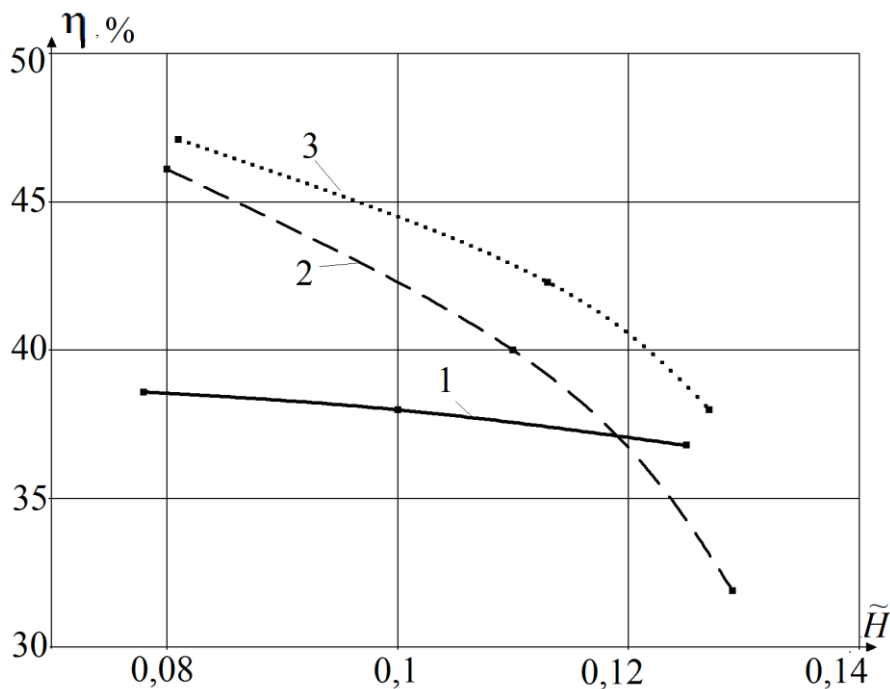


Рисунок 4.9 – Залежність ККД ЛГН від питомого напору: 1 – ЛГН типу-I; 2 – ЛГН типу-II; 3 – ЛГН типу-III

За аналізом зміни питомого видатку від питомого напору ЛГН, рис. 4.7, встановлено, що ця характеристика для ЛГН з усіма розглянутими робочими органами має явно виражену тенденцію до зменшення напору при зміщенні в бік великих питомих видатків послідовно для ЛГН типу-I, ЛГН типу-II та ЛГН

типу-III. Такий характер співпадає з уточненою нами фізичною моделлю робочого процесу насоса, наведеною у розд. 2.

Як видно з графіка залежності питомого ККД ЛГН від питомого напору, рис. 4.8, питомий ККД, незалежно від форми робочих органів, зі зменшенням питомого напору збільшується. При малих значеннях питомого напору зміна питомого ККД для насосів з різними робочими органами практично однакова, при цьому найбільший питомий ККД має насос, робочі органи якого утворюють діод.

Зміна реальних значень ККД відносно питомого напору для невеликих його значень має однаковий з питомими ККД характер. Далі, зі збільшенням питомого напору, відбувається покращення характеристик ЛГН типу-I порівняно з удосконаленими конструкціями насосів. При цьому найбільше значення ККД, близько 48 %, має ЛГН типу-III.

Порівняння значень робочих характеристик, отриманих для ЛГН типу-II, в результаті багатокритеріальної оптимізації зі значеннями отриманими за експериментальними дослідженнями, показало їх добрий збіг, рис. 4.8, 4.9. Слід зазначити, що характер зміни робочих характеристик, побудованих за результатами розв'язання задачі оптимізації, та характеристик, отриманих експериментальним шляхом, однаковий, а різниця між ними не перевищує 15 %.

Проведений кореляційний аналіз між критеріями оптимальності для призначеного діапазону зміни параметрів дозволив встановити відсутність лінійного зв'язку між парами критеріїв та парами – критерій і параметр (добуток параметрів). Тобто, обрані критерії оптимізації є незалежними, і їх використання для оптимізації ЛГН є цілком правомірним.

Уперше запропоновано при проведенні багатокритеріальної оптимізації ЛГН використовувати запропоновані нами питомі критерії. В результаті розв'язання задачі оптимізації, за розробленою нами в пакеті прикладних програм MathCad програмою, вперше отримані значення раціональних параметрів, які дозволяють на попередньому етапі проектування обґрунтовано проводити їх вибір, завдяки чому зменшується час на проектування, підвищуються показники технічного рівня.

За результатами розв'язання задачі оптимізації побудовані графічні залежності зміни питомих параметрів ЛГН, аналіз яких дозволив обґрунтувати сфери ефективного використання ЛГН з різними робочими органами. Встановлено, що характеристика зміни питомого видатку від питомого напору

ЛГН для ЛГН з усіма розглянутими робочими органами має явно виражену тенденцію зменшення напору при зміщенні в бік великих питомих видатків послідовно для ЛГН типу-I, ЛГН типу-II та ЛГН типу-III. Питомий ККД, незалежно від форми робочих органів, зі зменшенням питомого напору збільшується. При малих значеннях питомого напору зміна питомого ККД для насосів з різними робочими органами практично однакова, при цьому найбільший питомий ККД має насос, робочі органи якого утворюють діод, близько 48 %. Характер зміни робочих характеристик, побудованих за результатами розв'язання задачі оптимізації, та характеристик, отриманих експериментальним шляхом, однаковий, а різниця між ними не перевищує 15 %.

4.4. Оцінка показників технічного рівня ЛГН

Якісну оцінку технічного рівня проводили порівнянням сукупності показників якості вдосконалених ЛГН з відповідною сукупністю показників аналога, в якості якого використовували конструкцію ЛГН типу-I.

Для оцінки технічного рівня ЛГН використовували такі основні класифікаційні та оціночні показники: гідравлічний радіус, діаметр гвинта, зазор між гвинтом та втулкою ЛГН, довжину гвинта, кут нарізок гвинта, видаток і напір ЛГН, його ККД та вагу. Результати розрахунків наведені у табл. 4.8–4.10. Параметри, що є постійними для всіх конструкцій насоса, який розглядається, наведені в табл. 4.7.

Враховуючи умови експлуатації ЛГН, була проведена оцінка його технічного рівня при роботі на газорідинній суміші з 20 % вмістом повітря, яка за своїми властивостями наближена до умов його реальної роботи, табл. 4.9.

Таблиця 4.7 – Постійні параметри для всіх конструкцій ЛГН, що розглядаються

Найменування параметра	Величина показника
Гідравлічний радіус $R_r \cdot 10^4$, м	2,25
Діаметр гвинта $d_r \cdot 10^3$, м	65
Зазор між гвинтом та втулкою $\delta \cdot 10^4$, м	0,5
Довжина гвинта l_r , м	0,112
Видаток ЛГН q , м ³ /доб	80

Ступінь відповідності параметрів оцінюваних ЛГН ЛГН-еталона розраховували за формулою [140]

$$I_i = \frac{P_i}{P_i^e}, \quad (4.64)$$

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно значення i -го параметра, який характеризує споживчі властивості оцінюваного ЛГН і ЛГН-еталона.

Показник уніфікації, який характеризує ступінь насиченості пристрою стандартизованими та уніфікованими деталями – коефіцієнт використання, визначали на підставі даних конструкторської документації за формулою:

$$K_{\text{пр}} = \frac{\Pi_{\text{д}} - \Pi_{\text{д}0}}{\Pi_{\text{д}}} \cdot 100, \quad (4.65)$$

де $\Pi_{\text{д}}$ – загальна кількість деталей, шт.; $\Pi_{\text{д}0}$ – кількість оригінальних деталей, шт.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою

$$I_{\text{и}} = \sum_{i=1}^n B_i \cdot I_i, \quad (4.66)$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметра; B_i – величина вагомості i -го параметра.

Рівень показників технічного рівня ЛГН визначали за формулою

$$K = \frac{I_{\text{и}}}{I_{\text{ои}}}, \quad (4.67)$$

де $I_{\text{ои}}$ – зведений індекс показників технічного рівня ЛГН-аналога.

Результати оцінки показників технічного рівня різних конструкцій ЛГН наведені в табл. 4.8–4.10. Показник уніфікації розрахований за формулою (4.35) для ЛГН типу-II та ЛГН типу-I – однаковий.

Зведений індекс показника технічного рівня ЛГН з вдосконаленими робочими органами коливається у діапазоні від 0,94 до 0,97 залежно від умов експлуатації і, за класифікацією [44], відповідає вищій категорії якості. Конкурентоспроможність ЛГН з вдосконаленою конструкцією робочих органів, розрахована за залежністю (4.37), становить 1,06 ... 1,07 для ЛГН типу-II, та 1,09 для ЛГН типу-III, тобто за показниками технічного рівня вони перевищують аналог – ЛГН типу-I. Причому при 20 %-му газовмісті РР (який найбільш наближений до реальних умов роботи насоса в свердловині) технічний рівень ЛГН типу-II зростає, порівняно з аналогом–ЛГН типу-I на

7,2 %.

Таблиця 4.8 – Оцінка показників технічного рівня ЛГН типу-II

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
Кут нарізок гвинта α , °	70	70	70	1,0	1,0	0,05	0,05	0,05
Напір H , м	62,8	72,2	72,2	0,87	1,0	0,15	0,13	0,15
ККД, %	29,4	34,1	43,0	0,67	0,79	0,25	0,17	0,2
Вага m , кг	52	51	51	0,98	1,0	0,05	0,043	0,05
Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,893	0,95

Таблиця 4.9 – Оцінка показників технічного рівня удосконаленого ЛГН типу-II при 20 %-му газовмісті РР

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
Кут нарізок гвинта α , °	70	70	70	1,0	1,0	0,05	0,05	0,05
Напір H , м	62,8	69,7	69,7	0,9	1,0	0,15	0,14	0,15
ККД, %	29,4	33,9	43,0	0,67	0,78	0,25	0,17	0,19
Вага m , кг	52	50,7	50,7	0,98	1,0	0,05	0,05	0,05
Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,894	0,94

Таблиця 4.10 – Оцінка показників технічного рівня ЛГН типу-III

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
Кут нарізок гвинта α , °	70	85	85	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
Напір H , м	62,8	73,5	73,5	0,85	1,0	0,15	0,13	0,15
ККД, %	29,4	38,2	43,0	0,67	0,89	0,25	0,17	0,22
Вага m , кг	52	50,5	50,5	0,97	1,0	0,05	0,048	0,05
Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,89	0,97

Розроблено методику та вперше встановлено технічний рівень ЛГН і вплив на нього форми робочих органів насоса. Доведено, що застосування вдосконалених робочих органів ЛГН дозволяє підвищити його технічний рівень на 6,4 % при застосуванні ЛГН типу-II та на 9 % – ЛГН типу-III.

4.5. Загальна методика розрахунку і проектування ЛГН

Розроблено методику розрахунку і проектування ЛГН, рис. 4.10, яка характеризує загальну послідовність розрахунку його конструктивних та робочих параметрів з наступною перевіркою показників технічного рівня.

На першому етапі задаються газовмістом та параметрами РР, на якій передбачається експлуатація насоса. Проводять попередній вибір його конструктивних параметрів і задаються бажаними робочими параметрами ЛГН, який проектується, та показниками його надійності.

На другому етапі розраховується витратна характеристика ЛГН. Перевіряється відповідність кавітаційних показників та показників ЛГН, що розробляється, бажаним параметрам. Проводиться удосконалення робочих органів з метою підвищення робочих характеристик та показників надійності. Для спрощення порівняння ефективності роботи різних конструкцій ЛГН

вводяться відносні критерії його робочих характеристик. Обирається конструкція ЛГН, яка найбільше відповідає заданим умовам експлуатації.

На третьому етапі проводиться оптимізація параметрів обраної конструкції ЛГН. Обираються критерії оптимальності та якості, тобто показники, які необхідно мати якнайвищими. Встановлюється технічний рівень ЛГН.

На четвертому етапі проводиться розробка робочих креслень проектного ЛГН. При цьому враховуються технологічність конструкції та можливості заводу-виробника.

Розроблена загальна методика розрахунку і проектування ЛГН, яка дозволяє виконати весь обсяг робіт, починаючи з отримання технічного завдання до розроблення технічної документації для виготовлення ЛГН з бажаними робочими характеристиками, і яка може бути використана при проектуванні широкої гами ЛГН для роботи на РР з різним газовмістом.

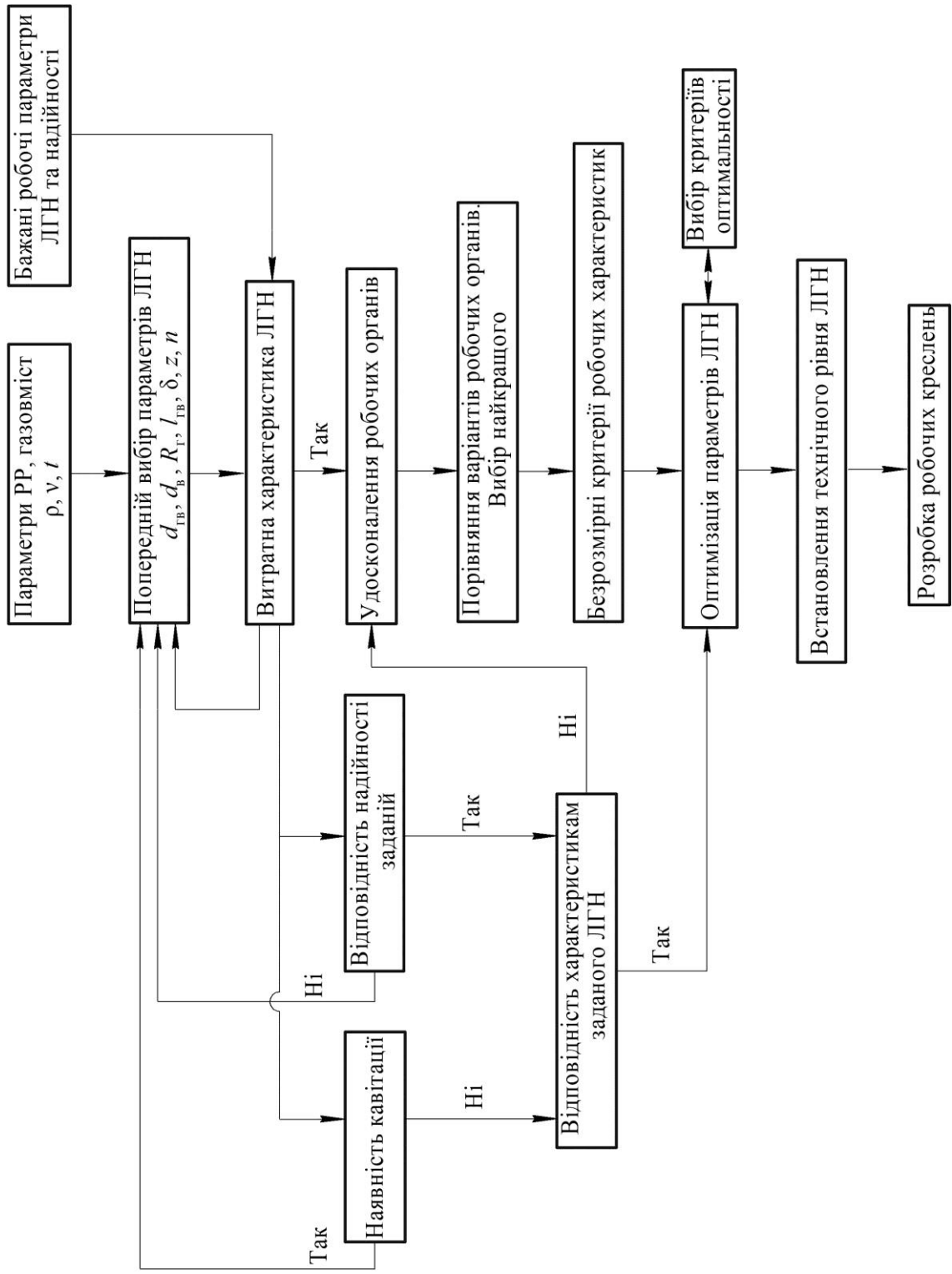


Рисунок 4.10 – Блок-схема методики розрахунку і проектування ЛГН

ВИСНОВКИ

ЛГН знаходять все більше застосування в сучасному технологічному обладнанні, особливо в тих галузях промисловості, де існує потреба перекачування агресивних рідин з великим газовмістом. Це пояснюється насамперед простотою їх конструкцій, високою надійністю, легкістю обслуговування при експлуатації.

Доведено, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення ЛГН є профілювання канавок їх робочих органів. Це дозволяє підвищити їх ККД та технічний рівень, розширити сферу стійкої роботи на РР з великим газовмістом. Розроблено конструкції таких робочих органів ЛГН, які захищені патентами України. Експериментальним шляхом доведено підвищення ККД на 5 % при використанні розроблених конструкцій в окремо працюючому ЛГН та на 30 % зростання ККД і майже вдвічі напору при роботі ЛГН в якості вхідної ланки багатоступеневого відцентрового насосного ГА.

На базі узагальненої фізичної моделі течії РР в проточній частині ЛГН розроблено теорію його розрахунку та проектування, що дозволяє виконувати розрахунки без емпіричних коефіцієнтів та визначати його раціональні конструктивні і робочі параметри. Розроблена математична модель робочого процесу в ЛГН у складі ГА, яка комплексно, порівняно з раніше відомими, враховує такі фактори, як: нестаціонарність гідромеханічних процесів, властивості РР, змінність коефіцієнтів витрат, використання яких дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів ЛГН на його характеристики, провести їх раціональний вибір. Розроблено тривимірну математичну модель течії РР в проточній частині ЛГН. За результатами математичного моделювання отримано лінії течії в проточній частині та розподіл тиску по довжині у різні проміжки часу, що дозволяє обґрунтовано проводити вибір геометрії проточної порожнини та конструктивних параметрів робочих органів.

Отримано аналітичні залежності для визначення запасу герметичності торцевого ущільнення ЛГН. Встановлено, що для реальних умов роботи ЛГН торцеве ущільнення зберігає герметичність за тиском, що в 2,5...3 рази перевищує максимальний робочий тиск насоса.

Теоретично-експериментальним шляхом встановлено такі особливості робочого процесу ЛГН:

- значення критичного числа Рейнольда для ЛГН з робочими органами з напівкруглою формою становить 630;

- максимальне значення коефіцієнта нерівномірності витрату ЛГН на порядок менше ніж у гвинтових насосах та становить $3,897 \cdot 10^{-4}$;

- за критерієм кавітації ЛГН належать до насосів зі звичайним рівнем кавітації, проте при збільшенні газовмісту РР, що перекачується, в них з'являються властивості, характерні для насосів, які кавітують;

- удосконалення конструкції робочих органів ЛГН дозволяє підвищити його вихідні характеристики при роботі на газорідних сумішах на 7 % та технічний рівень на 9 %.

Врахування зазначених особливостей дозволяє узгодити параметри ланок ЛГН при роботі у складі насосного ГА.

Теоретично-експериментальним шляхом доведено, що визначальним параметром при прогнозуванні надійності ЛГН є зношення виступів нарізок втулки та гвинта його робочих органів, граничне значення імовірності безвідмовної роботи ЛГН за 10 000 годин становить 0,984, а час безвідмовної роботи – $1,46 \cdot 10^6$ год, і він належить до пристроїв з високим рівнем надійності.

Експериментальним шляхом встановлено вплив газовмісту РР на вихідні характеристики і пульсації тиску на виході ЛГН. Отримані аналітичні залежності дозволяють обґрунтувати сферу ефективного використання ЛГН при роботі на газорідній суміші. Адекватність розробленої теорії підтверджена за критерієм Фішера, з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що середня квадратична похибка при вимірюваннях становила: тиску – 1,5 %, пульсацій тиску – 2,5 %, витрати рідини – 1,5 %, витрати повітря – 0,9 %.

Розроблено комплекс програм і методику проектування ЛГН на основі багатокритеріальної оптимізації параметрів, яка дозволяє пришвидшити створення і впровадження нових та модернізованих робочих органів ЛГН, забезпечити їх ефективне використання у широкому діапазоні зміни газовмісту РР.

Доведено економічну ефективність від впровадження у виробництво і промисловість ЛГН з розробленими робочими органами. Встановлено склад економічних збитків при експлуатації ЛГН при видобутку нафти. Найбільш питому вагу у збитках складають втрати на додаткові капіталовкладення, більш ніж 46 %. Це дозволяє в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при виробництві та експлуатації ЛГН.

Розроблені наукові положення та отримані результати дають можливість на етапі проектування оцінити ефективність використання ЛГН з будь-якими конструктивними і робочими параметрами; оптимізувати конструктивні і робочі параметри ЛГН за великою кількістю критеріїв для їх ефективної роботи при зміні параметрів РР у широкому діапазоні.

Розроблена методика розрахунку та проектування ЛГН знайшла застосування на ряді промислових підприємств м. Харкова, а саме ПАТ «ХЕМЗ–ІРЕС», ТОВ «Промгідропривод», ТОВ «Харківгазобладнання» та навчальному процесі кафедр гідропневмоавтоматики і гідроприводу НТУ «ХП» та прикладної гідроаеромеханіки СумДУ.

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень ЛГН не є вичерпними. Необхідні подальші їх дослідження з метою отримання оптимальних конструкцій за енергетичними та економічними показниками. Достатньо складною та мало дослідженою сферою є робота ЛГН на рідинах з великою кінематичною в'язкістю та неньютонівських рідинах, які використовуються в хімічній промисловості.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Технічні характеристики стенда для досліджень ЛГН та його контрольно-регулюючої апаратури. Загальний вигляд експериментальної установки

Таблиця А.1 – Технічна характеристика контрольно-регулюючої апаратури стенда для досліджень ЛГН

Елемент	D_y , мм	p_{\max} , МПа	q_{\max} , л/хв	Завод-виробник
Розподільвачі: ВММ575, СФУХЛ4	16	32	240	Ульянівське ВО «Гідроапарат»
Дросель Г55-13А	16	10	40	Грязінський завод гідрообладнання
Пневмодросель В77-14	16	6,3	25	АТ «Пневмостроймашина»
Ротаметр TG 300-10	10	0,2	3	

Таблиця А.2 – Технічна характеристика стенда для досліджень ЛГН

Параметри	Одиниці	Значення
Максимальний тиск нагнітання	МПа	1,2
Максимальний тиск повітря	МПа	0,05
Максимальна витрата води	м ³ /доб	180 (37,5 л/хв)
Максимальна витрата повітря	м ³ /доб	124
Мінімальна витрата води	м ³ /доб	3,84
Мінімальна витрата повітря	м ³ /доб	0,96
Об'єм робочого бака	м ³	0,6
Об'єм мірного бака	м ³	0,4
Електроживлення стенда:		
мережа змінного струму	В	380, трифазна
мережа змінного струму	В	220, однофазна
Споживана потужність стенда, не більше	кВт	12,5
Гранична похибка вимірювань не перевищує величин згідно з ГОСТ 11828-86:		
діапазон вимірювання температури, кл. 1,0;	°С	0...150
діапазон вимірювання потужності, кл. 1,0;	кВт	0,3...5
величина однієї поділки лічильника води	м ³	0,0005
Параметри макета насоса:		
зовнішній діаметр	мм	92
максимальна довжина	мм	750
споживана потужність	кВт	0,3 ... 5
напір	м	0 ... 100



Рисунок А.1 – Монтаж ЛГН в експериментальний стенд

Продовження додатка А



Рисунок А.2 – Загальний вигляд експериментального стенду для дослідження ЛГН

ДОДАТОК Б

Робочі креслення ЛГН

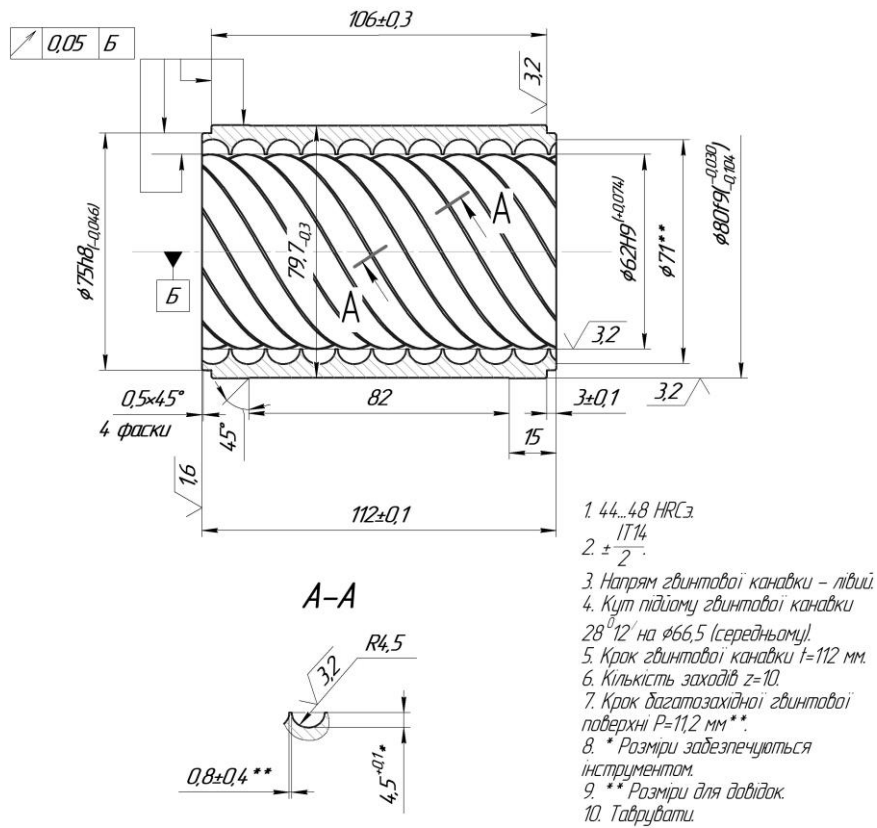


Рисунок Б.1 – Креслення стандартної втулки ЛГН

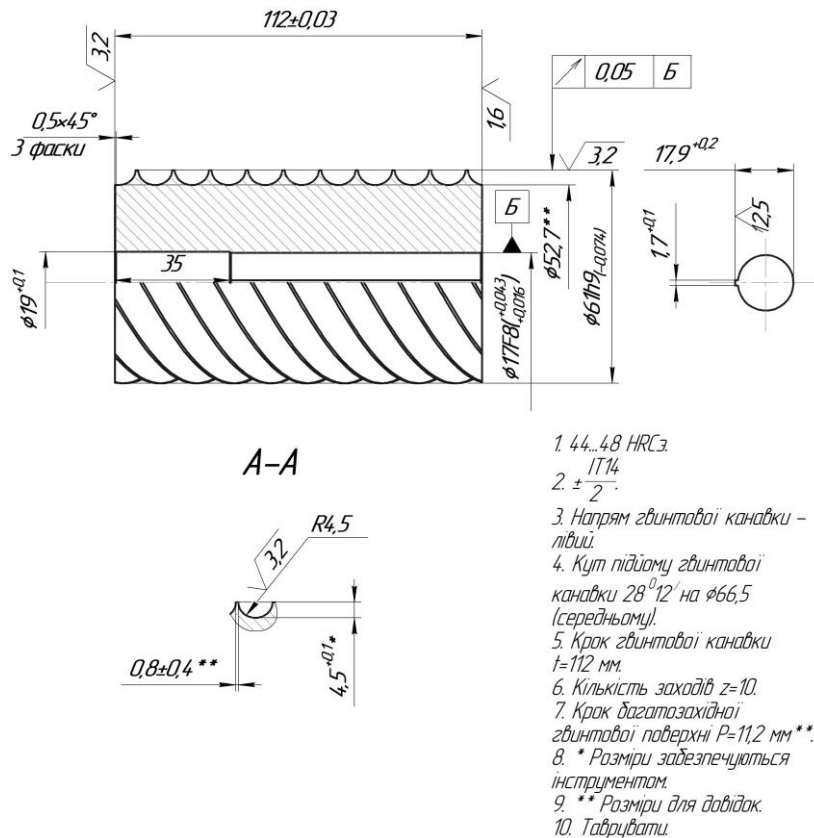


Рисунок Б.2 – Креслення стандартного гвинта ЛГН

Продовження додатка Б

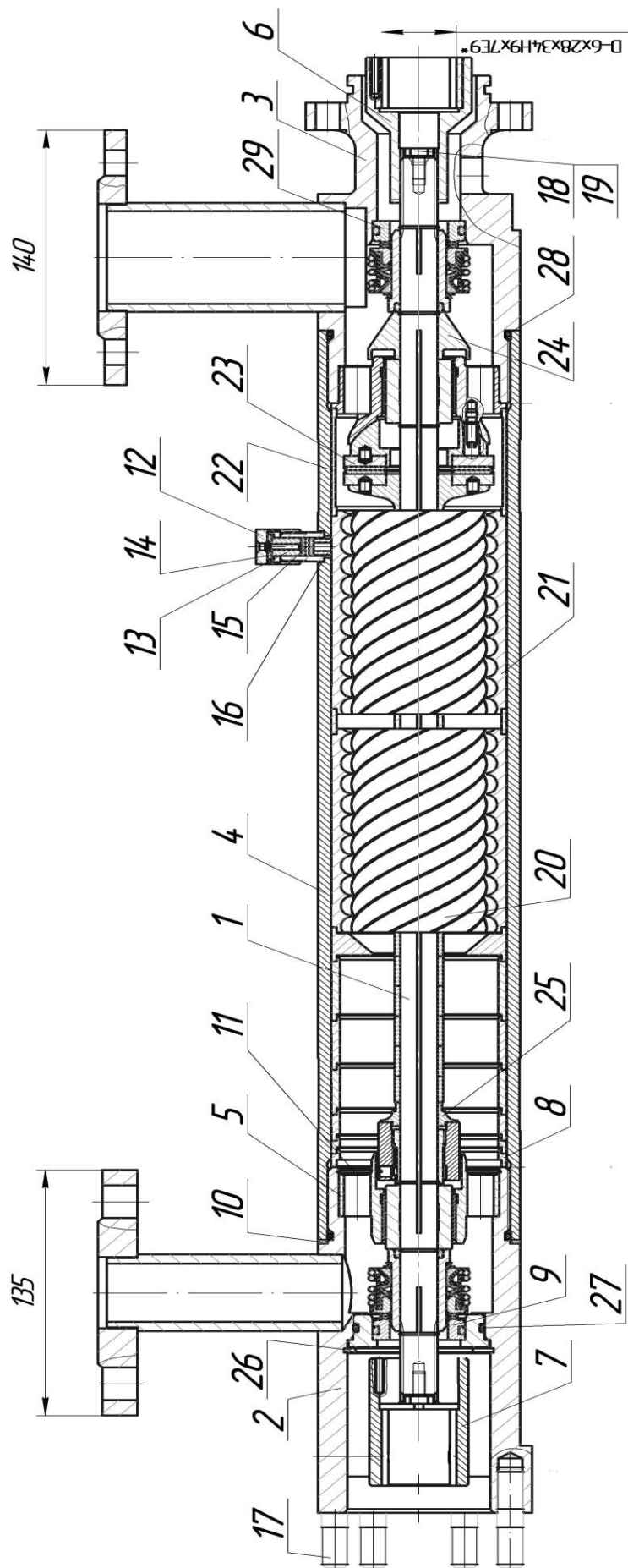


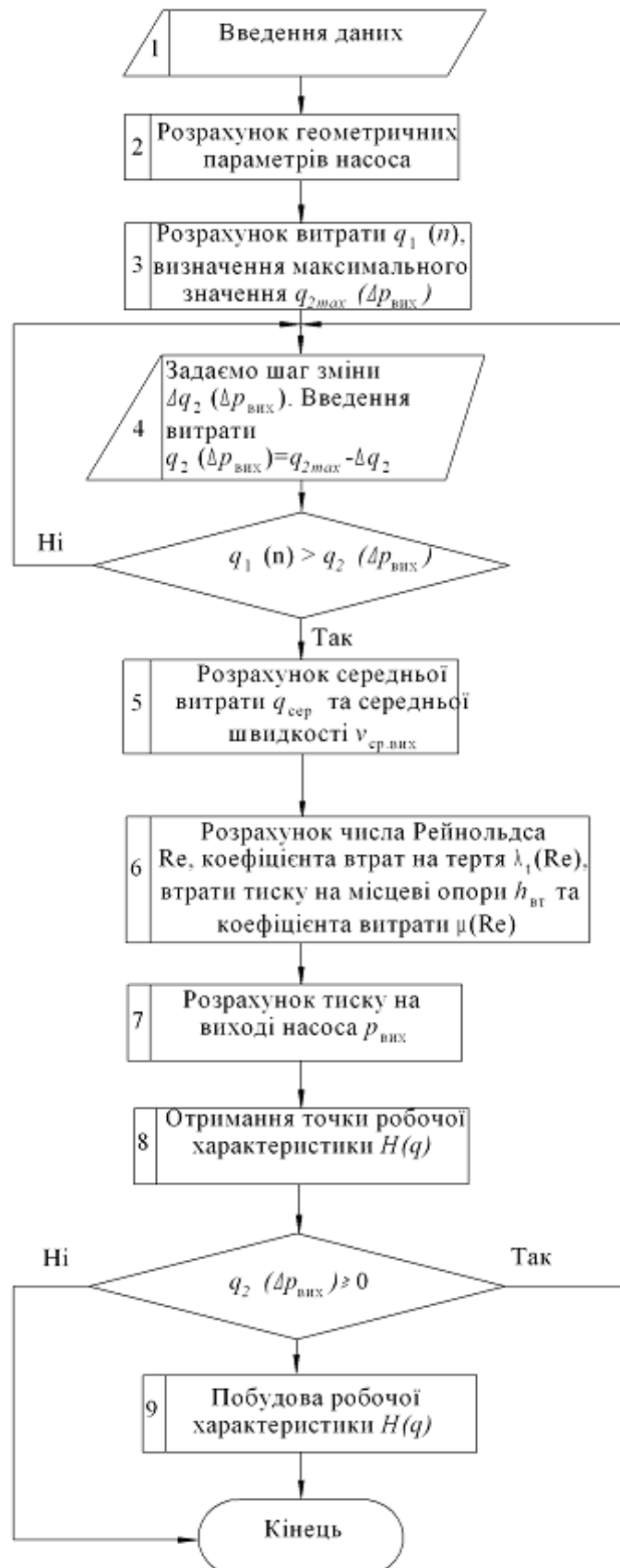
Рисунок Б.3 – Креслення ЛГН

Продовження додатка Б
Таблиця Б.1 – Специфікація ЛГН

Фор- маг	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіль кість	При- мітки
				Складальні одиниці		
		1		Ротор насоса	1	
		2		Головка верхня	1	
		3		Головка нижня	1	
		4		Корпус	1	
		5		Підшипник верхній	1	
		6		Муфта	1	
		7		Муфта	1	
				Деталі		
		8		Втулка	1	
		9		Кільце проставне	1	
		10		Кільце упірне	1	
		11		Кільце стопорне	1	
		12		Кришка	1	
		13		Втулка	1	
		14		Кільце	1	
		15		Кільце	3	
		16		Втулка	1	
		17		Шпилька	6	
		18		Гвинт	2	
		19		Шайба	6	
		20		Гвинт	1	
		21		Втулка	1	
		22		Циліндр проміжний	1	
		23		Підшипник РУН	1	
		24		Відбивач нижній	1	
		25		Відбивач верхній	1	
				Стандартні вироби		
		26		Кільце пружинне	1	
				A65.30x13 ГОСТ13943-86		
				Кільця ГОСТ 9833-73, ГОСТ 18829-80 з резинової суміші РС-264		
		27		052-058-36-2-3	1	
		28		075-081-36-2-3	2	
				Інші вироби		
		29		Ущільнення торцеве релітове УВ25В5	2	

ДОДАТОК В

Блок-схема розрахунку видатку ЛГН



ДОДАТОК Г

Програма розрахунку видатку ЛГН

Задання вихідних даних

$d := 0.07$	діаметр гвинта, м
$s1 := 0.07141$	крок гвинтової канавки, м
$\rho := 1000$	густина робочої рідини, кг/см ³
$\delta1 := 0.00025$	зазор між гвинтом та втулкою, м
$\mu := 0.71$	коефіцієнт витрат крізь щілину, що утворюється виступами на втулці та заглибинами гвинта, м
$z := 10$	кількість заходів гвинта
$\lambda_t := 0.04$	коефіцієнт втрат на тертя
$n := 2900$	кількість обертів гвинта, об/хв.
$\zeta_{vX} := 1$	коефіцієнт місцевого опору на вході в гвинтову канавку
$\zeta_{vix} := 0.5$	коефіцієнт місцевого опору на виході з гвинтової канавки
$\zeta_1 := 0.5$	коефіцієнт місцевого опору при зміні прохідного перерізу
$\nu_t := 0.3 \cdot 10^{-4}$	коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, що враховує газо вміст, сСт
$l_{k1} := 0.145$	довжина гвинта, м
$Ry := 0.0045$	радіус гвинтової канавки, м

Розрахунок основних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса

$$R_g := \frac{2 \cdot Ry + 2 \cdot \delta1}{4} = 2.519 \times 10^{-3} \text{ м}$$

гідрравлічний радіус, м

Продовження додатка Г

$$L_k := \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + s1^2} = 0.231$$

довжина гвинтової лінії, м

$$A_k := 4 \cdot \pi \cdot R_g^2 = 7.088 \times 10^{-5}$$

площа гвинтового каналу, м²

$$k_1 := \frac{l_{k1}}{s1} = 2.031$$

коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін перерізу по довжині гвинтової канавки

$$q_1 := A_k \cdot L_k \cdot \frac{n}{60} = 7.921 \times 10^{-4}$$

видаток, обумовлений переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці, за один оборот гвинта, м³/с

$$q_{2a} := 3.55 \cdot 10^{-4}$$

видаток, обумовлений течією рідини, що знаходиться у гвинтовій канавці насоса, крізь щілину, утвореною виступами на втулці та заглибинами гвинта, м³/с

$$q_{ser1a} := z \cdot (q_1 - q_{2a}) = 4.371 \times 10^{-3}$$

середній видаток на виході з насоса, м³/с

$$VV := \frac{q_{ser1a}}{z \cdot A_k} = 6.167$$

середня швидкість робочої рідини у гвинтовому каналі на виході з насоса, м/с

$$Re11 := \frac{4 \cdot VV \cdot R_g}{v_t} = 1.953 \times 10^3$$

число Рейнольдса

$$\lambda_{t25} := \frac{64}{Re11} = 0.033$$

коефіцієнт втрат на тертя

$$P_{vixmaxa} := \frac{q_1^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot \left(\frac{A_k}{2L_k} + s1 \cdot R_g \right)^2 \cdot 2} = 4.793 \times 10^5 \quad \text{(максимальний тиск на виході з насоса, Па)}$$

$$h_{vt125} := \left[\lambda_{t25} \cdot \left(\frac{2L_k}{4 \cdot R_g} \right) \cdot k_1 + \zeta_{vx} + \zeta_{vix} + 2 \cdot \zeta_1 \right] \cdot \frac{VV^2}{2 \cdot 9.8} = 7.994$$

втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі, утвореному виступами втулки та заглибинами гвинта, м

ДОДАТОК Д

Програма оптимізації параметрів ЛГН

Ввод данных

$d_1 := 0.07$ (внешний диаметр винта $\times 5$, м) $s_{11} := 0.07141$ (шаг винтовой канавки $\times 3$, м)
 $\rho := 1000$ (плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{см}^3$) $\delta_{11} := 0.00025$ (радиальный зазор $\times 2$, м)
 $\mu := 0.71$ (коэффициент расхода через щель образованную выступами на втулке и впадинами винта, м)
 $\lambda_t := 0.04$ (коэффициент потерь на трение) $z_1 := 10$ (количество нарезок $\times 7$)
 $m := 2900$ (число оборотов винта, об/мин)
 $\zeta_{vx} := 1$ (коэффициент местного сопротивления на входе)
 $\zeta_{vix} := 0.5$ (коэффициент местного сопротивления на входе)
 $\zeta_{vxf} := 0.2$ (коэффициент местного сопротивления фаски на входе)
 $\zeta_{vixf} := 0.25$ (коэффициент местного сопротивления фаски на выходе)
 $\alpha_{n1} := 72$ (угол нарезок по отношению к оси винта $\times 6$)
 $l_{v1} := 0.112$ (длина винта $\times 4$, м)
 $\zeta_1 := 0.5$ (коэффициент местного сопротивления при изменении проходного сечения)
 $l_{k1} := 0.145$ (длина винта, м)
 $\nu_t := 0.3 \cdot 10^{-4}$ (коэффициент кинематической вязкости, который учитывает газосодержание)
 $R_y := 0.0045$ (радиус винтовой канавки, м)

ORIGIN := 1

Количество точек $n := 1000$

Расчет параметров ЛГН

$t := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 3 & 5 & 15 & 17 & 51 & 85 & 255 & 257 & 771 \\ 1 & 1 & 7 & 11 & 13 & 61 & 67 & 79 & 465 & 721 \\ 1 & 3 & 7 & 5 & 7 & 43 & 49 & 147 & 439 & 1013 \\ 1 & 1 & 5 & 3 & 15 & 51 & 125 & 141 & 177 & 759 \\ 1 & 3 & 1 & 1 & 9 & 59 & 25 & 89 & 321 & 835 \\ 1 & 1 & 3 & 7 & 31 & 47 & 109 & 173 & 181 & 949 \\ 1 & 3 & 3 & 9 & 9 & 57 & 43 & 43 & 225 & 113 \\ 1 & 3 & 7 & 13 & 3 & 35 & 89 & 9 & 235 & 929 \\ 1 & 1 & 5 & 11 & 27 & 53 & 69 & 25 & 103 & 615 \end{pmatrix}$	$zz :=$	$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1285 & 3855 & 4369 & 13107 \\ 823 & 4091 & 4125 & 4141 \\ 727 & 987 & 5889 & 6915 \\ 267 & 1839 & 6929 & 16241 \\ 833 & 4033 & 3913 & 11643 \\ 471 & 2515 & 6211 & 2147 \\ 1601 & 579 & 1731 & 11977 \\ 1341 & 3863 & 1347 & 4417 \\ 913 & 977 & 6197 & 14651 \end{pmatrix}$
---	---------	--

$t := \text{augment}(t, zz)$

$i := 1..n$

Продовження додатка Д

$$m_i := 1 + \text{trunc}\left(\frac{\ln(i)}{\ln(2)}\right)$$

$$\text{dd}(x) := x - \text{trunc}(x)$$

$$j := 1..7$$

$$f_{i,j} := \sum_{k=1}^{m_i} \left[2^{-k+1} \text{dd} \left[0.5 \cdot \sum_{l=k}^{m_i} \left(\text{trunc}(2 \cdot \text{dd}(i \cdot 2^{-l})) \cdot \text{trunc}(2 \cdot \text{dd}(t_{j,1} \cdot 2^{k-1-l})) \right) \right] \right]$$

$$i := 1..n$$

$$Rg_i := 0.8 \cdot 10^{-3} + (2.5 - 0.8) \cdot 10^{-3} \cdot f_{i,1}$$

$$\delta l_i := 0.5 \cdot 10^{-3} + (1 - 0.5) \cdot 10^{-3} \cdot f_{i,2}$$

$$s l_i := 70 \cdot 10^{-3} + (72 - 70) \cdot 10^{-3} \cdot f_{i,3}$$

$$lv_i := 100 \cdot 10^{-3} + (145 - 100) \cdot 10^{-3} \cdot f_{i,4}$$

$$d_i := 70 \cdot 10^{-3} + (80 - 70) \cdot 10^{-3} \cdot f_{i,5}$$

$$\alpha n_i := 50 + (85 - 50) \cdot f_{i,6}$$

$$z_i := 6 + (12 - 6) \cdot f_{i,7}$$

$$\text{matr} := \text{augment}(Rg, \delta l, s l, lv, d, \alpha n, z)$$

	1	2	3	4
1	$1.65 \cdot 10^{-3}$	$7.5 \cdot 10^{-4}$	0.071	0.123
2	$1.225 \cdot 10^{-3}$	$8.75 \cdot 10^{-4}$	0.071	0.134
3	$2.075 \cdot 10^{-3}$	$6.25 \cdot 10^{-4}$	0.072	0.111
4	$1.012 \cdot 10^{-3}$	$8.125 \cdot 10^{-4}$	0.072	0.139
5	$1.863 \cdot 10^{-3}$	$5.625 \cdot 10^{-4}$	0.071	...

$$i := 1..n$$

$$V_{\text{okr}_i} := \frac{\pi \cdot d_i \cdot n n}{60} \quad (\text{окружная скорость на винте, м/с})$$

Продовження додатка Д

$$R_{g_i} := \frac{2 \cdot R_y + 2 \cdot \delta l_i}{4}$$

(гидравлический радиус винтовой канавки $\times 1$, м)

$$A_{k_i} := 4 \cdot \pi \cdot (R_{g_i})^2$$

(площадь винтового канала, m^2)

$$F_{pr_i} := A_{k_i} \cdot z_i$$

(площадь насоса в поперечном сечении (площадь пустот), m^2)

$$L_{k_i} := \sqrt{(\pi \cdot d_i)^2 + (s l_i)^2}$$

(длина винтовой линии, м)

$$q_{1_i} := A_{k_i} \cdot L_{k_i} \cdot \frac{n}{60}$$

(расход обусловленный перемещением объема жидкости которая находится в винтовой ячейке насоса за один оборот винта, m^3/c)

$$k_{1_i} := \frac{l_{k1}}{s l_i}$$

(коэффициент, который учитывает количество внезапных изменений проходного сечения по длине винтовой канавки)

$$p_{vixmax_i} := \frac{(q_{1_i})^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot \left(\frac{A_{k_i}}{2} + \delta l_i \cdot R_{g_i} \right)^2 \cdot 2}$$

(максимальное давление на выходе из насоса, Па)

$$q_{2_i} := 0.3 \cdot q_{1_i}$$

(расход обусловленный течением жидкости которая находится в винтовой ячейке насоса через щель образованную выступами на втулке и впадинами винта , m^3/c)

$$q_{ser1_i} := z_i \cdot (q_{1_i} - q_{2_i})$$

(средний расход на выходе насоса, m^3/c)

$$V_{V_i} := \frac{q_{ser1_i}}{z_i \cdot A_{k_i}}$$

(средняя скорость рабочей жидкости в винтовом канале на выходе из насоса, m/c)

Продовження додатка Д

$$Re_{1i} := \frac{4 \cdot VV_i \cdot Rg_i}{\nu_t} \quad (\text{число Рейнольдса})$$

$$k_{fpkr} := 1 \quad (\text{коэффициент формы ЛВН с полукруглой ячейкой})$$

$$qutserpkr_i := z_i \cdot (q_{1i} - k_{fpkr} \cdot q_{2i})$$

$$\eta_{npkr_i} := \left| \frac{qutserpkr_i}{F_{pr_i} \cdot \frac{1}{\tan(\alpha_{n_i})} \cdot V_{okr_i}} \right|$$

$$c_{sort}(VV, 1) =$$

	1
1	7.816
2	7.817
3	7.82
4	7.822
5	7.823
6	7.825
7	7.826
8	7.826
9	7.828
10	7.829
11	7.83
12	7.831
13	7.832
14	7.832
15	7.833
16	...

$$h_{vtpkr_i} := \left[\lambda_t \cdot \left(\frac{Lk_i}{4 \cdot Rg_i} \right) \cdot k_{fpkr} + \zeta_{vx} + \zeta_{vix} + k_{1i} \cdot \zeta_1 \right] \cdot \frac{(VV_i)^2}{2 \cdot 9.8}$$

(потери напора на местные сопротивления и трение в канале образованном выступами на втулке и впадинами винта ЛВН с полукруглой ячейкой, м)

$$\Delta p_{pkr_i} := \frac{(q_{2i})^2 \cdot \rho \cdot 9.8}{\mu^2 \cdot \left(\frac{Ak_i}{2} + \delta_{1i} \cdot Rg_i \right)^2} - \rho \cdot 9.8 \cdot (h_{vtpkr_i} - l_{vi})$$

(давление на выходе ЛВН с полукруглой ячейкой, Па)

$$H_{brpkr_i} := \frac{\left(\frac{\Delta p_{pkr_i}}{\rho \cdot 9.8} \right)}{\frac{z_i \cdot l_{vi}}{Rg_i}}$$

(Безразмерное значение напора ЛВН с полукруглой ячейкой)

$$q_{bprkr_i} := \frac{qutserpkr_i}{\frac{z_i \cdot l_{vi}}{Rg_i}}$$

(Безразмерное значение расхода, ЛВН с полукруглой ячейкой)

$$\eta_{bprkr_i} := \frac{\eta_{npkr_i}}{\frac{z_i \cdot l_{vi}}{Rg_i}}$$

(Безразмерное значение КПД, ЛВН с полукруглой ячейкой)

$$matr := \text{augment}(matr, H_{brpkr}, q_{bprkr}, \eta_{bprkr}, \eta_{npkr})$$

Продовження додатка Д

Расчет точек соответствующих критериям оптимальности

```
dll(matr) := | m ← rows(matr)
              | for k ∈ 1..m
              |   | j ← 0
              |   | n ← rows(matr)
              |   | for i ∈ 1..n
              |   |   if matri,11 < 20
              |   |     | j ← i
              |   |     | break
              |   |   matr ← submatrix(matr, 1, j - 1, 1, cols(matr)) if j = n
              |   |   matr ← submatrix(matr, j + 1, n, 1, cols(matr)) if j = 1
              |   |   matr if j = 0
              |   |   otherwise
              |   |     | t ← submatrix(matr, 1, j - 1, 1, cols(matr))
              |   |     | t1 ← submatrix(matr, j + 1, n, 1, cols(matr))
              |   |     | matr ← stack(t, t1)
              |   |   matr
```

matr := dll(matr)

Продовження додатка Д

rows(matr) = 24

```

dll(matr) :=
  m ← rows(matr)
  for k ∈ 1..m
    j ← 0
    n ← rows(matr)
    for i ∈ 1..n
      if matri,11 > 40
        j ← i
        break
    matr ← submatrix(matr, 1, j - 1, 1, cols(matr)) if j = n
    matr ← submatrix(matr, j + 1, n, 1, cols(matr)) if j = 1
    matr if j = 0
    otherwise
      t ← submatrix(matr, 1, j - 1, 1, cols(matr))
      t1 ← submatrix(matr, j + 1, n, 1, cols(matr))
      matr ← stack(t, t1)
  matr

```

matr := dll(matr)

rows(matr) = 13

csort(matr, 11) =

	1	2	3	4	5	6
1	1.786·10 ⁻³	6.182·10 ⁻⁴	0.07	0.129	0.071	80.146
2	2.427·10 ⁻³	5.684·10 ⁻⁴	0.07	0.136	0.071	76.934
3	1.368·10 ⁻³	7.568·10 ⁻⁴	0.071	0.12	0.074	77.002
4	1.145·10 ⁻³	8.047·10 ⁻⁴	0.071	0.105	0.074	80.078
5	1.374·10 ⁻³	9.189·10 ⁻⁴	0.071	0.123	0.071	73.857
6	1.404·10 ⁻³	9.629·10 ⁻⁴	0.071	0.116	0.075	83.223
7	2.019·10 ⁻³	8.936·10 ⁻⁴	0.07	0.132	0.08	70.713
8	1.741·10 ⁻³	7.407·10 ⁻⁴	0.07	0.128	0.074	51.812
9	1.016·10 ⁻³	5.635·10 ⁻⁴	0.07	0.11	0.08	67.568
10	1.628·10 ⁻³	7.896·10 ⁻⁴	0.072	0.134	0.075	...

ДОДАТОК Е

Програма розрахунку надійності торцевого ущільнення ЛГН

Исходные данные:

- $a_{kor} := 0.001$ (амплитуда колебаний корпуса насоса)
 $\omega_{kor} := 500$ (частота колебаний корпуса насоса)
 $C_d := 1.11$ (коэффициент сопротивления давления)
 $A_0 := 0.0035$ (площадь мидиевого сечения)
 $\rho := 800$ (плотность рабочей жидкости)
 $\nu := 8.53$ (скорость рабочей жидкости)
 $m_{uk} := 0.15$ (масса уплотняющего кольца)
 $m_{pr} := 0.07$ (масса пружины)
 $G_{pr} := 8 \cdot 10^{10}$ (модуль сдвига материала из которого изготовлена пружина)
 $d_{pr} := 0.0015$ (диаметр проволоки из которой изготовлена пружина)
 $h_{pr} := 0.1$ (высота сжатой пружины)
 $D_{pr} := 0.01$ (средний диаметр витка пружины)
 $n_{pr} := 3$ (число рабочих витков пружины)
 $A_k := 0.0029$ (площадь контакта уплотняющих колец)
 $E_p := 13 \cdot 10^3$ (модуль объемной упругости рабочей жидкости)
 $l_0 := 0.015$ (высота слоя рабочей жидкости между уплотняющими кольцами)
 $\mu := 0.65$ (коэффициент расхода рабочей жидкости через торцевое уплотнение)
 $P_{per} := 3.217 \cdot 10^{-4}$ (перетечки рабочей жидкости через уплотнение)
 $d_y := 0.062$ (диаметр уплотняющего кольца)
 $p_1 := 0.25$ (давление рабочей жидкости в насосе)
 $x_0 := 0.05$ (координата положения равновесия уплотнения)
 $A_{usl} := 0.03$ (толщина уплотнительного слоя)
 $F_{pr0} := 200$ (сила предварительно пожатия пружины)

Продовження додатка Е

Рассчет герметичности торцевого уплотнения:

$$y_{kor} := a_{kor} \cdot \cos(\omega_{kor}) \quad (\text{периодические колебания корпуса})$$

$$F_{gd} := C_d \cdot A_0 \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (\text{сила гидродинамического сопротивления})$$

$$m_k := m_{uk} + \frac{1}{3} m_{pr} \quad (\text{масса подвижного кольца})$$

$$c_1 := \frac{G_{pr} \cdot d_{pr}^4 \cdot h_{pr}}{8 \cdot D_{pr}^3 \cdot n_{pr}} \quad (\text{жесткость механической пружины})$$

$$c_2 := \frac{A_k \cdot E_{p1}}{l_0} \quad (\text{жесткость жидкостной пружины})$$

$$p_2 := p_1 + \frac{(c_2 - c_1) \cdot x_0 - m_k \cdot 9.8}{A_{usl}} \quad (\text{давление в зазоре уплотняющей пары})$$

$$f_0 := \frac{a_{kor} \cdot \omega_{kor}^2}{m_k} \quad (\text{вынужденная перегрузка действующая на корпус насоса})$$

$$\beta := \frac{P_{per}}{2m_k} \quad (\text{коэффициент демпфирования})$$

$$\omega_0 := \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_k}} \quad (\text{частота, с которой система совершает свободные колебания при отсутствии потерь})$$

(отклонение торцевого уплотнения относительно корпуса насоса)

$$a := \frac{f_0}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{kor}^2)^2 + 4\beta^2 \omega_{kor}^2}} \quad \varphi := \operatorname{atan}\left(\frac{2\omega_{kor} \cdot \beta}{\omega_0^2 - \omega_{kor}^2}\right)$$

$$\Delta x := a \cdot \cos(\omega_{kor} - \varphi) \quad (\text{малые вынужденные колебания системы})$$

Продовження додатка Е

$$\omega_{\text{rez}} := \sqrt{\omega_0^2 - 2\beta^2} \quad (\text{частота резонансных колебаний})$$

$$a_{\text{rez}} := \frac{f_0}{2\beta \cdot \sqrt{\omega_0^2 - \beta^2}} \quad (\text{амплитуда резонансных колебаний})$$

$$T_{\text{kol}} := \frac{2\pi}{\omega_{\text{kor}}} \quad (\text{период колебаний})$$

$$\Delta x_0 := \frac{F_{\text{pr0}} + m_k \cdot 9.8 + A_k}{c_2} \quad (\text{поджатие пары уплотняющий слой - металл уплотняющего кольца})$$

$$p_u := \frac{\Delta x_0 \cdot c_2}{A_{\text{usl}}} \quad (\text{удельное давление в уплотняющей паре})$$

$$\Delta x_{\text{nu}} := \Delta x_0 \cdot \frac{A_{\text{usl}}}{c_2} \quad (\text{величина поджатия при которой начинаются утечки})$$

$$k_{\text{rep}} := \frac{\Delta x_0 - \Delta x_{\text{nu}}}{\Delta x_0} \quad (\text{запас герметичности})$$

$$x_{\text{min}} := k_{\text{rep}} \cdot \Delta x_0 \quad (\text{максимально допустимое смещение уплотняющего кольца торцевого уплотнения до начала утечек})$$

(перегрузка при которой начинаются утечки через торцевое уплотнение)

$$P_p := \frac{k_{\text{rep}} \cdot \Delta x_0 \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_{\text{kor}}^2)^2 + 4\beta^2 \cdot \omega_{\text{kor}}^2}}{9.8}$$

$$P_p = 1.944 \times 10^6$$

ДОДАТОК Ж

Програма розрахунку амплітудно- і фазочастотних характеристик ЛГН

Введення даних (точок робочої характеристики на вході і виході ЛГН)

```

p := 10  число объединяемых массивов          N := 24 · p  число расчётных узлов
P11 := (-0.8 -0.1 2 3.5 3.4 1.9 0.1 -2.1 -3.2 -3.5 -3.3 -2.5 -2.3 -2.1 -0.5 0.9 0.4 -1.5 -3 -4.3 -4.8 -4.1 -3.2 -1.5)
P12 := (1 1.5 2 2.2 2.1 1.9 1.1 0.2 -1.3 -2.5 -3.1 -3.3 -3.2 -2.8 -1.6 -0.2 1.8 2.9 3.4 3.1 2.3 1 -0.8 -2)
P13 := (-4.7 -6.1 -7 -7.3 -7 -5 -2.5 -0.5 0.8 3 5 5.3 4.2 1.3 -1 -4.4 -6.5 -7.7 -7.5 -6.8 -6 -4 -2.5 -0.9)
P14 := (0.5 3 2.7 -0.4 -4.2 -6.7 -7.3 -7 -5.5 -1.2 2.7 6.3 6 4.2 1.9 -2.7 -4.6 -4.7 -3.6 -2 -0.1 2.8 3.1 2.8)
P15 := (1.2 2.2 2.8 2.8 0.3 -2.3 -4.7 -5.3 -6.2 -6 -5.2 -3.9 -3 -1 1.2 3 4.1 4 2.6 0.8 -0.7 -2.3 -4.2 -5.4)
P16 := (-3.9 -1.5 -1.4 -1.2 -0.1 1 0.9 0.2 0.1 -1 -3.1 -4.3 -3.8 -2.5 -2.2 -1.9 -1.2 -1.1 -1 -1.3 -1.7 -2.8 -4.1 -4.5)
P17 := (-4.7 -4.9 -5.8 -7.9 -8.2 -8.4 -6.3 -4.8 -3.8 -2.5 -1.3 0.8 2 0.5 -1.5 -1.4 -1.3 -1.2 -1 -0.1 -1.7 -2.1 -2.7 -3.6)
P18 := (-1.5 0.5 1 -0.1 -1.3 -1.7 -2.3 -3.8 -6.7 -8.2 -10.1 -9.9 -7.1 -3.8 0.1 2 3.5 3.7 2.9 1.2 0.1 -1.8 -5.8 -8.5)
P19 := (-9 -9.1 -9.2 -9.3 -7.5 -6.5 -5.5 -3.3 -1.9 -2.2 -3.7 -5.6 -8.5 -9.2 -8.7 -8.2 -7 -6.2 -4.8 -1.7 -0.2 0.1 -0.1 -0.8)
P110 := (0.8 1 -0.1 -1.8 -2.2 -2.4 -2.5 -3.1 -4.1 -6.2 -1.3 -0.1 -0.2 -0.3 -0.4 -0.8 -1.8 -3.9 -4.1 -5 -5.1 -5.2 -5.4 -5.3)

P21 := (1.7 5.8 7.4 7.3 4.8 1.4 -1.1 -1.2 -0.7 3.3 7.5 8.8 8.7 4.5 -0.7 -4.5 -5 -2 3.9 7.4 7.5 5.8 3 -0.1)
P22 := (-2.9 -2 -1.6 -0.2 0.9 2 3 3.8 4.7 5.8 6.4 6.5 6.4 6 4.5 2.2 -0.5 -2 -4.5 -8.5 -10 -10.1 -10.2 -9.5)
P23 := (-8.8 -5 -1 1 1.8 2.1 2.3 1.5 0 -4.7 -6.5 -7 -6.8 -5 -3.6 -1 1 3.9 5.5 6.2 5.2 3 0.7 -3)
P24 := (-7.5 -8.7 -8.6 -7.2 -6 -4.7 -3.6 -1.5 1 1.5 0.8 -1 -3.3 -5.9 -7.3 -7.8 1.4 4.9 6.4 5.8 2.7 -0.8 -3.5 -4.7)
P25 := (-5.3 -4.4 -3.3 -2.2 -0.3 1.8 3.4 4.3 4.3 3.3 -0.1 -1.5 -2.6 -3.1 -3.4 -3.6 -3.5 -3.2 -2.4 -0.8 0.2 -0.2 -0.8 -1.3)
P26 := (9.1 8.1 4.7 3.1 -1.2 -4.3 -5.2 -5.1 -4.7 -2 0.3 1.9 2 0.2 -1.1 -3.9 -5.2 -6.1 -6.2 -5.9 -5.4 -4.5 -4 -4.2)
P27 := (-4.5 -5.2 -5.3 -5.1 -4.6 -3.5 -2.5 -1.5 -0.1 -0.6 -2 -3 -4.7 -6.1 -7.2 -8.1 -6.9 -5.7 -4 -3.2 -2.1 -0.7 -0.3 -1.2)
P28 := (-2.5 -3 -4.2 -5 -5.2 -4.3 -4.2 -1 1.1 3.2 4.8 4 3.1 1.2 -1.9 -6.2 -8.9 -10.5 -11.2 -10.8 -9.4 -7.9 -3.8 -0.9)
P29 := (0.7 0.8 0.1 -0.6 -1.4 -2.7 -3.7 -3.3 -2.5 -1.5 0.1 1.2 1.5 0.5 -0.7 -2 -4 -6.2 -8 -8.2 -7.1 -6 -4.9 -4.5)
P210 := (-4.6 -5.1 -5.7 -6.3 -6.8 -7.5 -6.7 -5.8 -4.7 -3.8 -3.2 -3.7 -4.3 -5.2 -6.1 -6.2 -5.4 -4.9 -4.7 -4.6 -4.5 -4.5 -4.4 -4)
    
```

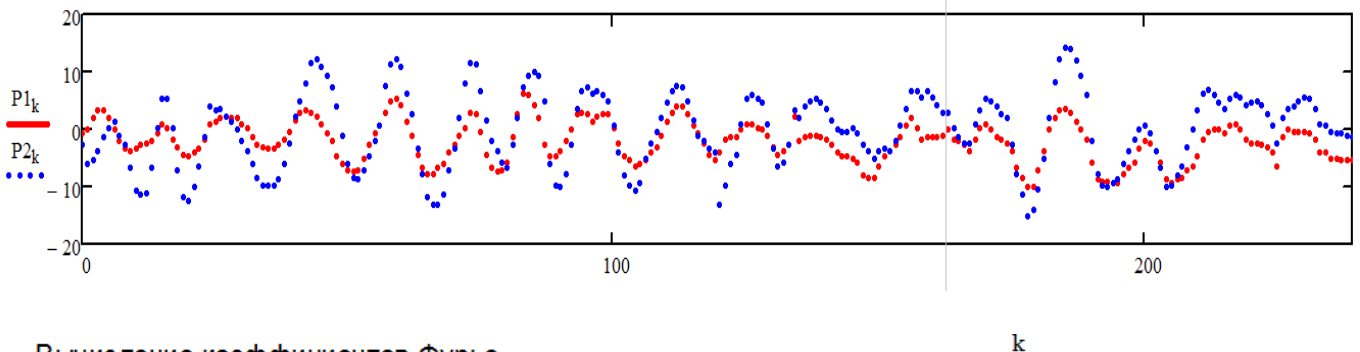
Объединение массивов

```
P1 := augment(P11,P12,P13,P14,P15,P16,P17,P18,P19,P110)T
```

```
P2 := augment(P21,P22,P23,P24,P25,P26,P27,P28,P29,P210)T
```

```
P2 := P1 - P2
```

Визуализация исходных данных



Вычисление коэффициентов Фурье

$$a(k,P) := \frac{2}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} \left(P_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot k}{N}\right) \right) \quad b(k,P) := \frac{2}{N} \cdot \sum_{n=0}^{N-1} \left(P_n \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot k}{N}\right) \right)$$

Продовження додатка Ж

Учитывается $10 \cdot p = 10$ гармоник

$$a1 := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \cdot p \\ a1_k \leftarrow a(k,P1) \\ a1 \end{cases} \quad b1 := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \cdot p \\ b1_k \leftarrow b(k,P1) \\ b1 \end{cases} \quad a2 := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \cdot p \\ a2_k \leftarrow a(k,P2) \\ a2 \end{cases} \quad b2 := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \cdot p \\ b2_k \leftarrow b(k,P2) \\ b2 \end{cases}$$

Значения коэффициентов Фурье

$$a1^T = \begin{array}{c|cccccccc} & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \hline 0 & -4.058 & -0.282 & 0.6 & 0.267 & 0.035 & -0.474 & -0.018 & \dots \end{array}$$

$$b1^T = \begin{array}{c|cccccccc} & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \hline 0 & 0 & 1.22 & 0.345 & 0.545 & -0.736 & -0.601 & 0.48 & \dots \end{array}$$

$$a2^T = \begin{array}{c|cccccccc} & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \hline 0 & -0.449 & -0.618 & -0.332 & 0.577 & -0.276 & 0.008 & -0.356 & \dots \end{array}$$

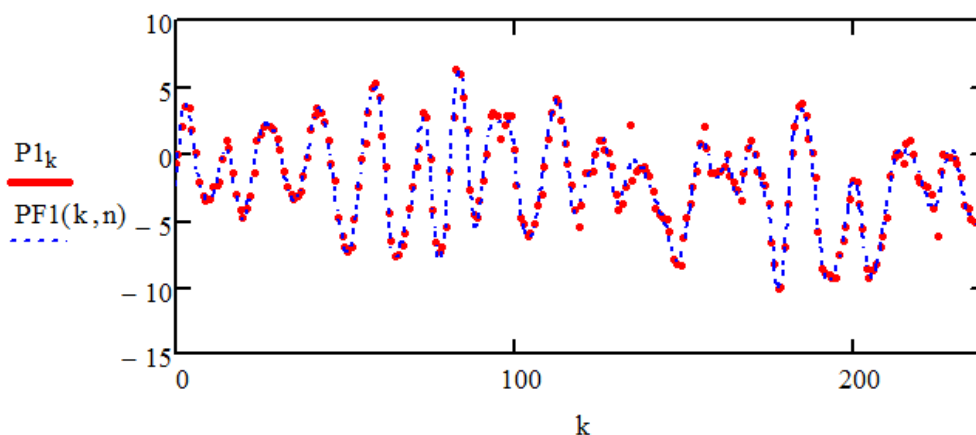
$$b2^T = \begin{array}{c|cccccccc} & 0 & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 \\ \hline 0 & 0 & -0.344 & -0.506 & -1.447 & -1.659 & -1.256 & 0.218 & \dots \end{array}$$

$n := 4 \cdot p$ — общее число учитываемых гармоник при визуализации конечной суммы ряда, в том числе 4 основных

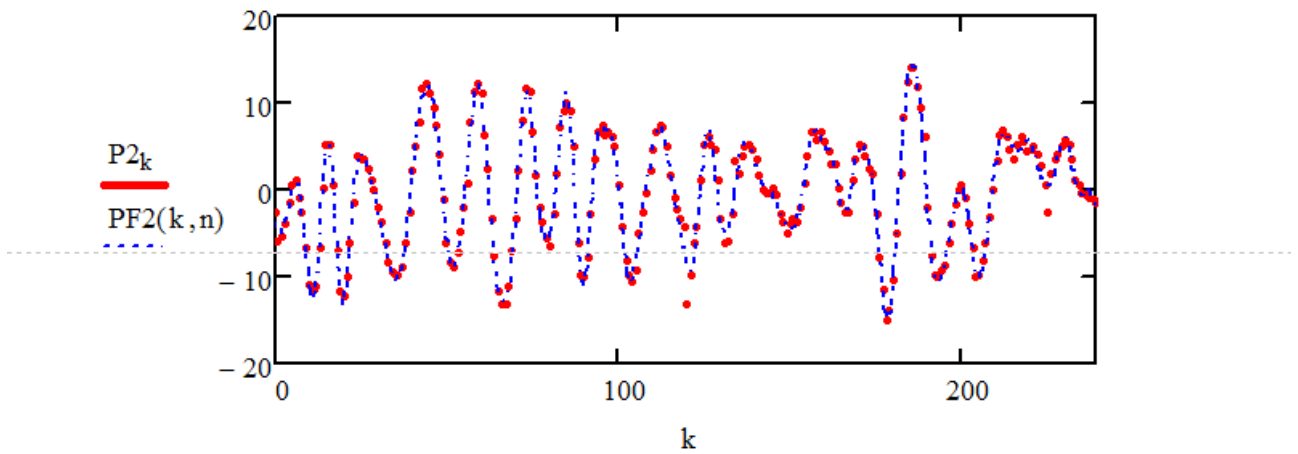
$$PF1(j,n) := \frac{a1_0}{2} + \sum_{m=1}^n \left(a1_m \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot j}{N}\right) + b1_m \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot j}{N}\right) \right)$$

$$PF2(j,n) := \frac{a2_0}{2} + \sum_{m=1}^n \left(a2_m \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot j}{N}\right) + b2_m \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot j}{N}\right) \right)$$

Результаты визуализации



Продовження додатка Ж

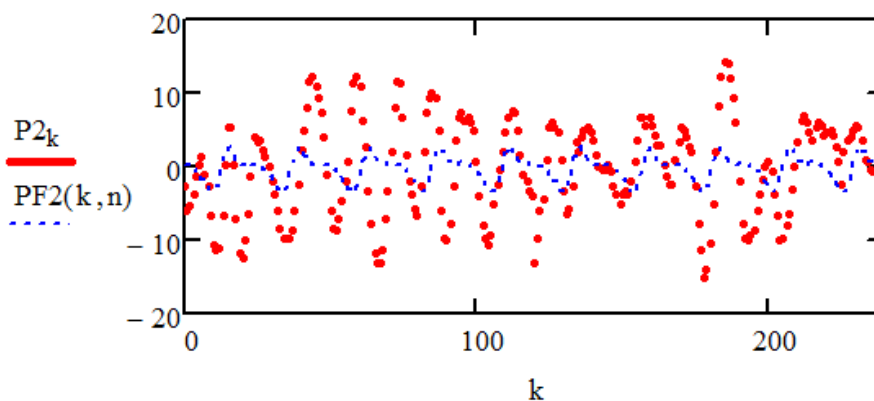
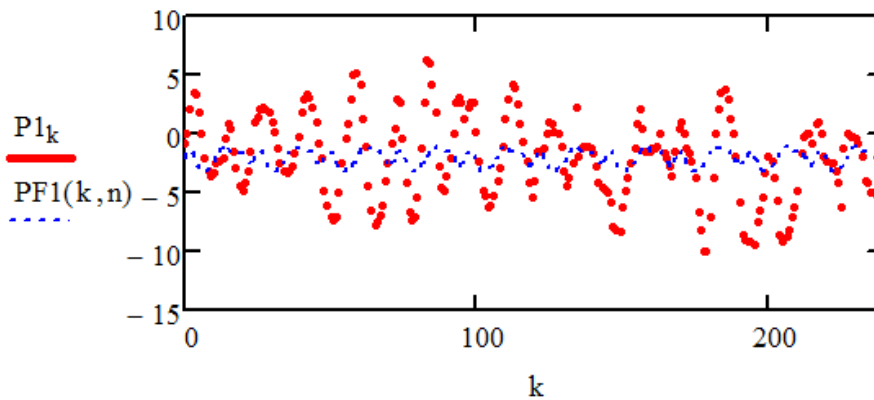


После фильтрации

$$\text{PF1}(j, n) := \frac{a1_0}{2} + \sum_{m=1}^{n+p} \left(a1_{m-p} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot p \cdot j}{N}\right) + b1_{m-p} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot p \cdot j}{N}\right) \right)$$

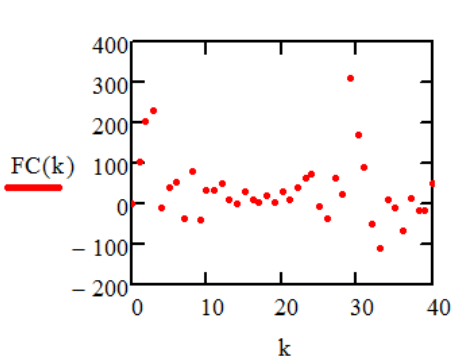
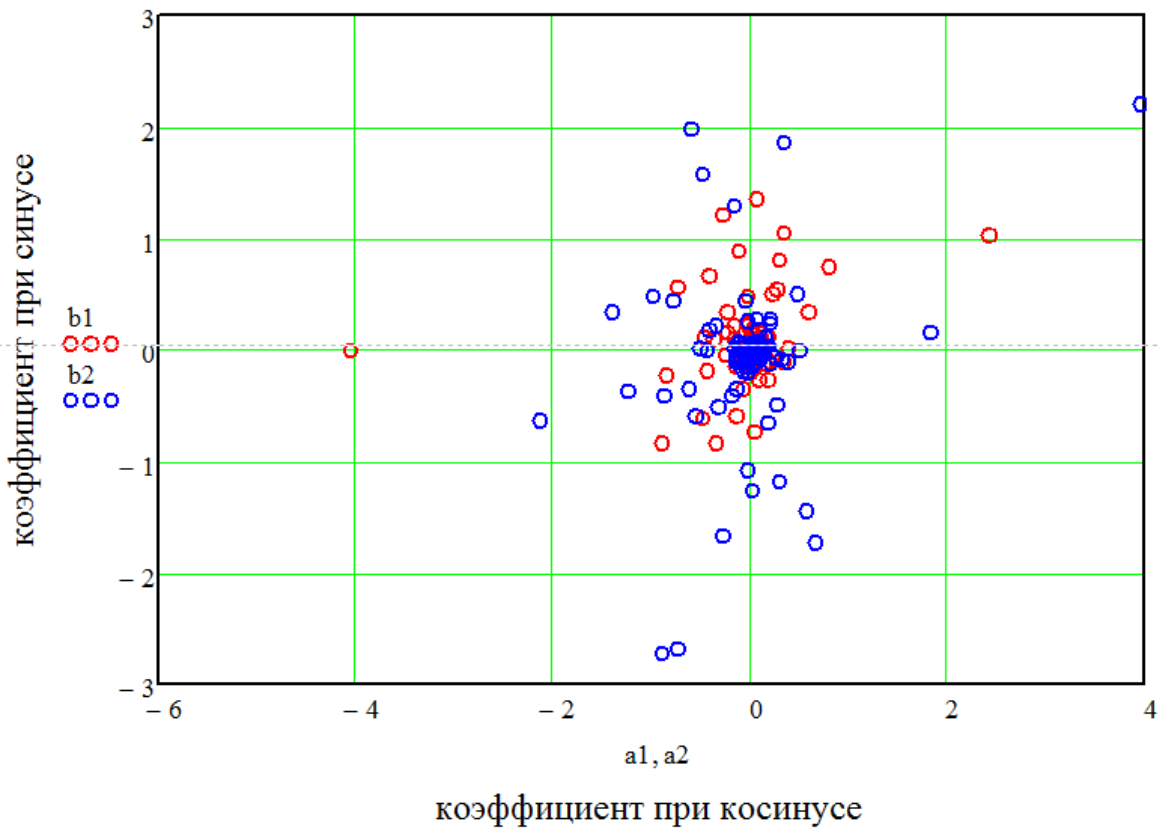
$$\text{PF2}(j, n) := \frac{a2_0}{2} + \sum_{m=1}^{n+p} \left(a2_{m-p} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot p \cdot j}{N}\right) + b2_{m-p} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot m \cdot p \cdot j}{N}\right) \right)$$

Результаты визуализации (учитываются только 4 основные гармоники)



Продовження додатка Ж

Двухмерные распределения коэффициентов гармоник



```

Faza(N) :=
  for j ∈ 1..N
    aj ← FC(j)
    b0 ← 0
  for j ∈ 1..N
    bj ← aj - 360 · sign(aj - bj-1) if |aj - bj-1| > 180
    bj ← aj otherwise
  b
  
```

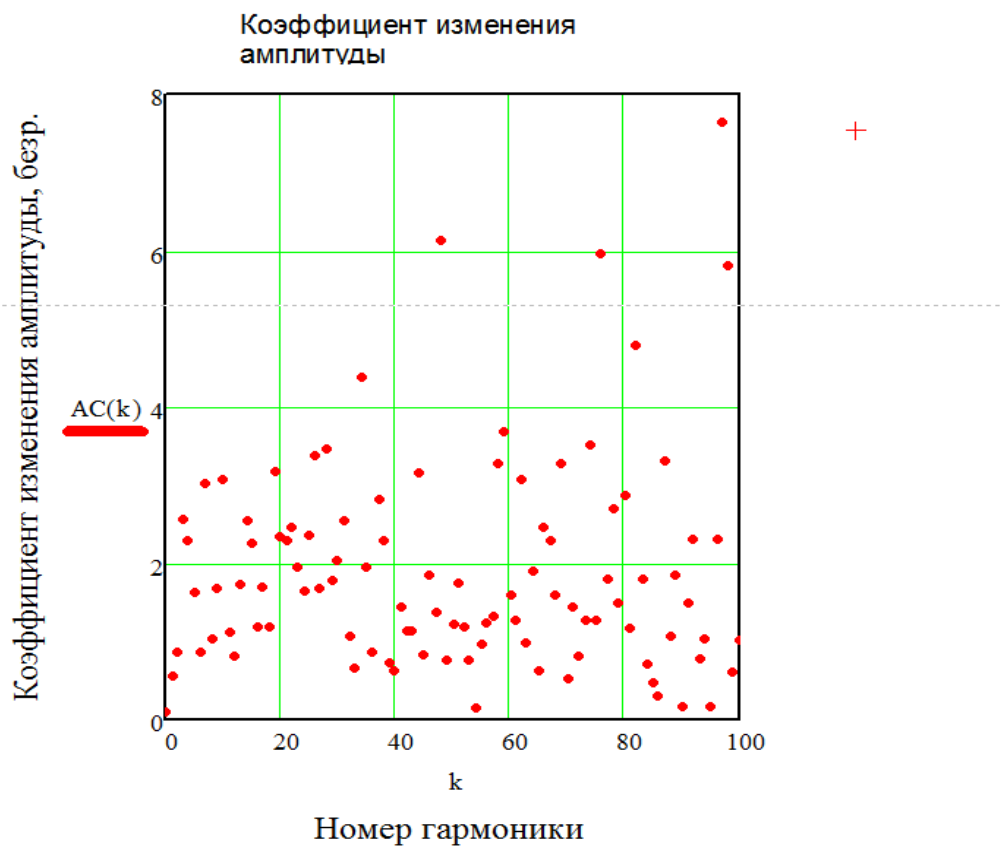
$$FCn := Faza(10 \cdot p)$$

$$\psi(a, b) := \begin{cases} c \leftarrow \text{atan}(b \div a) & \text{atan}(-1) = -0.785 \\ c \leftarrow c + \pi & \text{if } a < 0 \\ c \leftarrow c + 2 \cdot \pi & \text{if } a > 0 \wedge b < 0 \\ c \cdot 180 \div \pi \end{cases} \quad \text{mo}(a, b) := \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$AC(k) := \frac{\text{mo}(a2_k, b2_k)}{\text{mo}(a1_k, b1_k)} \quad FC(k) := \begin{cases} a \leftarrow \psi(a2_k, b2_k) - \psi(a1_k, b1_k) \\ a \leftarrow a + 360 & \text{if } a < -180 \\ a \end{cases}$$

Продовження додатка Ж

Амплитудно- і фазовочастотні характеристики преобразователя



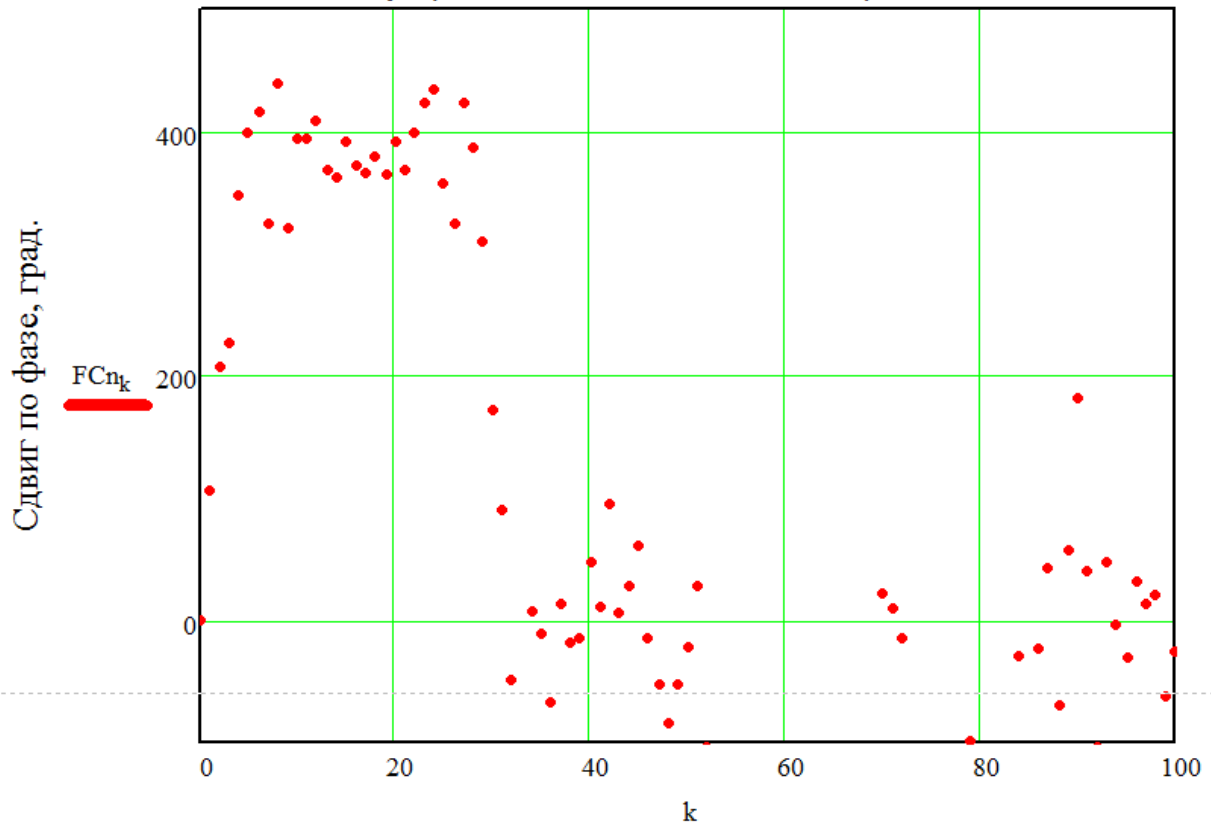
```

Fazap(N) :=
  for j ∈ 1..N
    aj ← FC(j · p)
    b0 ← 0
    for j ∈ 1..N
      | bj ← aj - 360 · sign(aj - bj-1) if |aj - bj-1| > 180
      | bj ← aj otherwise
    b
  
```

FCnp := Fazap(10)

Продовжения датка Ж

Регуляризованное изменение сдвига фазы

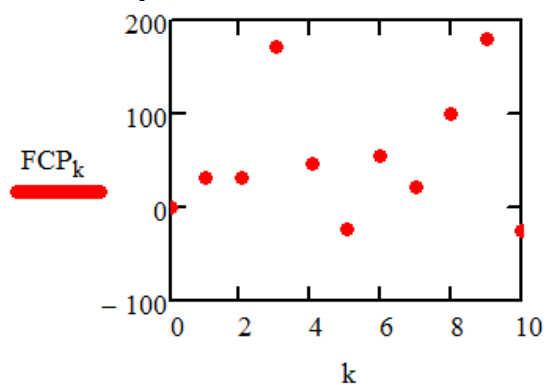


Номер гармоники

После фильтрации оставлены только основные гармоники, кратные частоте вращения вала насоса

$$\text{ACP} := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \\ a_k \leftarrow \frac{\text{mo}(a2_{k,p}, b2_{k,p})}{\text{mo}(a1_{k,p}, b1_{k,p})} \end{cases} \quad \text{a}$$

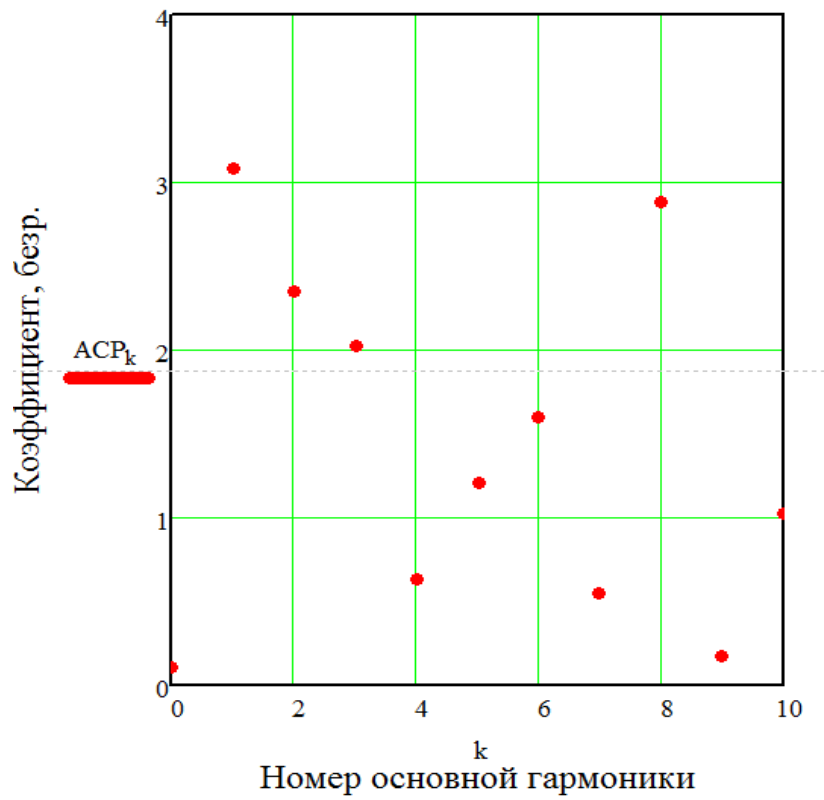
$$\text{FCP} := \begin{cases} \text{for } k \in 0..10 \\ \begin{cases} a_k \leftarrow \psi(a2_{k,p}, b2_{k,p}) - \psi(a1_{k,p}, b1_{k,p}) \\ a_k \leftarrow a_k + 360 \text{ if } a_k < -180 \end{cases} \end{cases} \quad \text{a}$$



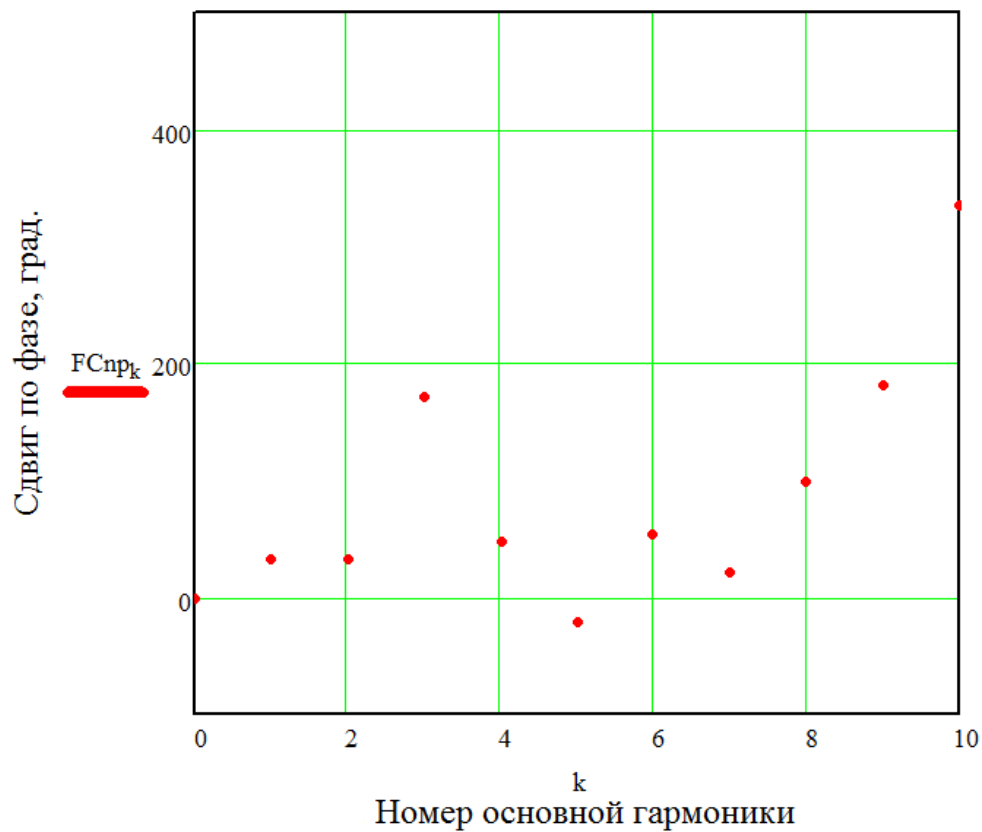
Продовження додатка Ж

Амплитудні та фазовочастотні характеристики насоса

Коефіцієнт змінення амплитуди основної гармоніки



Регуляризоване змінення сдвига фази для основних гармоник



ДОДАТОК К

Опис програми для тривимірного моделювання течії РР в ЛГН

OpenFOAM (Open Source Field Operation And Manipulation CFD ToolBox) – пакет програм для операцій і маніпуляцій з полями з відкритим вихідним кодом). OpenFOAM – вільно розповсюджується відкрита інтегруєма платформа вичислительной гідродинамики для операцій з полями (скалярними, векторними і тензорними). Цей пакет сьогодні є одним з відомих застосунків, призначених для вичислень по методу кінцевих елементів. В склад пакета OpenFOAM входить набір утиліт, солверів (решателів) і засобів відображення результатів. Однією з відмінних особливостей цього пакета є підтримка паралельних вичислень, реалізуєма при допомозі стандартних утиліт і підтримки MPI (Message Passing Interface) – програмного інтерфейсу для передачі інформації, який дозволяє обмінюватися повідомленнями між процесами, виконуючими одну задачу.

По умовчанняю OpenFOAM визначає 3D сітку з випадкових багатогранників, обмежених випадковими полігональними гранями, т.е. елементи можуть мати нескінченне число поверхонь. Кількість ребер не обмежено і немає обмежень на їх положення. В загальному випадку при розв'язанні задач зовнішньої аеродинамики розрахункова сітка складається з домена (розрахункової області) і поміщеної в домен поверхні досліджуваного тіла. Геометрія тіла може бути створена в будь-якому доступному САД-пакеті, в нашому випадку геометрія ЛГН була створена в вільно розповсюджуємой САД-САЕ системі SALOME 6.4.0. Домен сітки створюється стандартною утилітою пакета OpenFOAM blockMesh. Принципово під blockMesh розуміється процедура розбиття геометрії домена на набір з одного або більше тривимірних гексадрических блоків. Ребра блоків можуть бути прямими лініями, дугами кола або сплайнами. Сітка спрощено задається як

множество ячеек в каждом измерении блока. Пример домена для исследуемого тела приведен на рис. К.1.

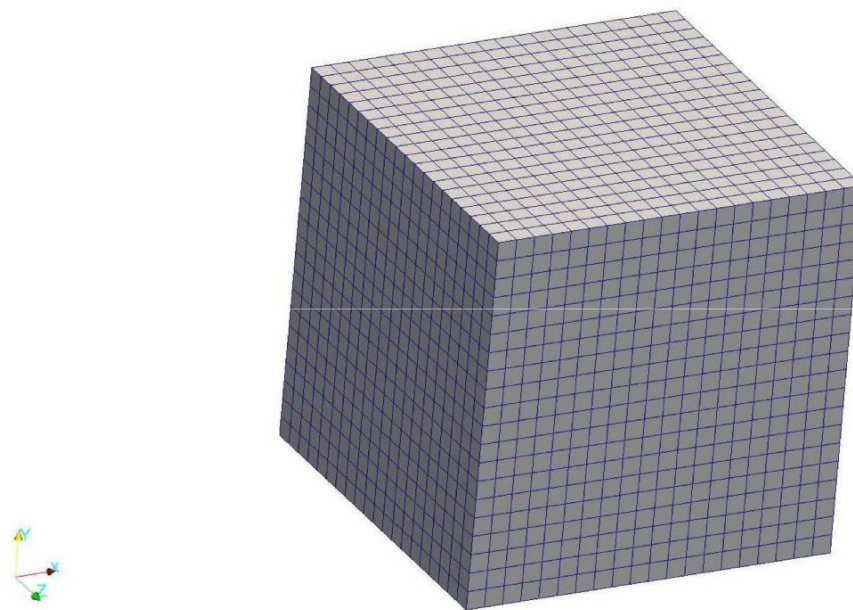


Рисунок К.1 – Сетка домена, созданная утилитой blockMesh

После создания домена необходимо поместить в него поверхность исследуемого тела, произвести привязку сетки к поверхности тела, а также удаление элементов сетки внутри поверхности. Для этого используется стандартная утилита snappyHexMesh. Подпрограмма snappyHexMesh генерирует трехмерные сетки из гексаэлементов (hex) и расщепленных гексаэлементов (splithex) автоматически на основе триангулированной геометрии исследуемого тела в формате Стереолитографии (STL). Сетка приближается к геометрической поверхности посредством итерационного улучшения исходной сетки и подгонки полученных расщепленных гексаэлементов. Опционально на следующем шаге сетка уплотняется и дополняется элементами пристеночного слоя. Настройка уровня улучшения исходной сетки очень гибкая, и работа с поверхностями является трудоемким процессом при заданном качестве сетки, которое необходимо достигнуть.

В ходе ряда вычислительных экспериментов по определению полного сопротивления шара в зависимости от числа Рейнольдса были сделаны некоторые выводы относительно влияния размеров домена, уровней улучшения

сетки и расположения исследуемого тела в домене. Так в ходе серии вычислительных экспериментов при разном размере домена и при прочих равных параметрах было выяснено, что размер домена, позволяющий получать адекватные результаты, должен быть не менее чем в 5 раз больше характерного линейного размера исследуемого тела в каждом направлении от центра тела.

Также необходимо отметить влияние уровня улучшения сетки домена вблизи поверхности исследуемого тела на получаемые характеристики. При номинальном размере ячейки домена 100 мм x 100 мм x 100 мм оптимальный уровень улучшения сетки вокруг тела с помощью утилиты snappyHexMesh равен 3. Большее измельчение сетки приводит к значительному увеличению расчетного времени, при этом точность вычислений изменяется незначительно. Следует сказать, что данный подход справедлив и для тел с гладкой поверхностью, так как увеличение размеров ячеек приводит к искажению результатов из-за неверного определения точки отрыва пограничного слоя. Для тел, имеющих ребра и грани, вероятнее всего отрыв будет происходить по ребрам, и в связи с этим уровень улучшения сетки можно уменьшить, что позволит производить расчет значительно быстрее.

То есть, можно говорить о принципиальной возможности применения пакета OpenFOAM для получения рабочих характеристик неудобно обтекаемых тел. Одним из ключевых моментов получения адекватных результатов является создание эффективной расчетной сетки. Кроме того, необходимо внимательно настраивать начальные параметры на входе в расчетную область и следить за сходимостью решения.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Andrenko P. Labyrinth screw pump theory / P. Andrenko, A. Lebedev // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin – Rzeszow. – 2014. – Vol. 16, No 6. – P. 35–42.
2. Bilgen E. The turbulent double screw pump-theory and experiment / E. Bilgen, A. Akgungor // 6th Inter. conf. on Fluid Sealing, BHRA, Cranfield, Bedford, England, 1973. – P. 45–60.
3. Grabow G. Untersuchungen an einer Labyrinthpumpe / G. Grabow. – Maschienenbautechnik, 1964. – P. 12–15.
4. Kosmowski J Конструкции центробежных насосов для подачи жидкостей с высоким газосодержанием / ВЦП. – № М – 16078. – Пер. ст. из журн.: British Pump Manufacturers Association. Technical Conf. – Cambridgs. – 1983. – № 8. – P. 159–169.
5. Menter F.R. A scale-adaptive simulation model for turbulent flow predictions / F.R Menter, M. Kuntz, R. A Bender // AIAA Paper. – 2003.
6. Rumsey C. The Menter Shear Stress Transport turbulence model / C. Rumsey // NASA Langley Research Center. – 2009.
7. Tomasiak E. Badanie funkcjonalności pompy jednolopatkowej oraz jej charakterystyk przepływowych / E. Tomasiak, E. Barbachowski, K. Klarecki // Napędy i sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2005. Materiały międzynarod. konfer. nauk.-techn. 17-19 maja 2005 r. Wrocław : DEITA, 2005. – P. 542–549.
8. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов. – Киев : Техника, 1977. – 320 с.
9. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідроприводу і гідро-пневмоавтоматики : навч. посіб. / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, І.І. Мороз – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
10. Агеев Ш.Р. Оборудование для добычи нефти с высоким содержанием свободного газа и опыт его эксплуатации [Электронный ресурс] / Ш.Р. Агеев, А.В. Берман, А.М. Джалаев и др. – Режим доступа:

https://www.novomet.ru/science_files/512810572005.pdf

11. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.
12. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. / А.Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1982. – 224 с.
13. Андренко П.М. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2004. – № 5 (11). – С. 88–93.
14. Андренко П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку, для розрахунку гідродинамічної сили заборно-регулюючого елемента гідроапарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2005. – № 4/2 (16). – С. 60–63.
15. Андренко П.М. Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроапаратів з осциляцією / П.М. Андренко // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2008. – № 4 (22). – С. 93–97.
16. Андренко П. М. Особливості врахування газовмісту робочої рідини при дослідженнях гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика – Вінниця : ВДАУ, 2009. – № 2 (24). – С. 71–73.
17. Андренко П.М. Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроагрегату верстату для намотування обмоток електродвигунів / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХПІ». – 2010. – № 4. – С. 53–60.
18. Андренко П.М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегата / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2010. – № 54. – С. 4–9.
19. Андренко П.М. Експериментальний стенд для дослідження лабіринтно-гвинтових насосів / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв / Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : тези доп. ХІХ Міжнар.

наук.-прак. конф., 01–03 черв. 2011р. Ч. 1. – Харків, 2011. – С. 85.

20. Андренко П.М. Поліпшення енергетичних характеристик об'ємних гідроагрегатів / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев // Вісник Чернігівського Державного технологічного університету. – Чернігів : ЧДТУ, 2011. – № 2 (49). – С. 98–101.

21. Андренко П.М. Математическая модель стенда для испытаний насосов / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев / MOTROL : Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2011. – Vol. 13С. – P. 200–210.

22. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко. – Харків : Видавництво «НТМТ», 2012. – 160 с.

23. Андренко П.М. Експериментальні дослідження лабіринтно-гвинтового насоса / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, І.І. Білокінь, Ю.М. Стеценко, В.А. Макогон, В.Ф. Кошевий // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2013. – № 2 (40). – С. 21–30.

24. Андренко П.Н. Критерии для сравнения характеристик лабиринтно-винтовых насосов / П.Н. Андренко, А.Ю. Лебедев // XVIII Міжнар. наук.-техніч. конф. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці, 21–24 трав. 2013 р. : матер. конф. – Київ, 2013. – С. 135.

25. Андренко П.Н. Тенденции развития объемных гидроприводов / П.Н. Андренко, З.Я. Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2013. – № 3 (41). – С. 3–14.

26. Андренко П.М. Розрахунок та проектування лабіринтно-гвинтових насосів : навч. посіб. / П.М. Андренко., А.Ю. Лебедев. – Харків : Видавнич. центр НТУ «ХП», 2014. – 88 с.

27. Андренко П.М. Багатокритеріальна оптимізація конструктивних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, А.Ю. Лебедев // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : тези доп. XXIII міжнар. наук.-прак. конф., 20–22 трав. 2015р. Ч.І.

Харків, 2015. – С. 241.

28. Андренко П.М. Багатокритеріальна оптимізація параметрів лабіринтно-гвинтового насоса / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, А.Ю. Лебедєв // Вісник НТУ «ХП». Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2015. – № 6 (1115). – С. 3–12.

29. Андренко П.М. Визначення критичного числа Рейнольдса при течії рідини у лабіринтно-гвинтовому насосі / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв // XXI Міжнар. наук.-техніч. конф. «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», 24–27 трав. 2016 р. : матер. конф. – Київ : Підприємство «УВОІ «Допомога УСІ», 2016. – С. 146–147.

30. Ащеулов А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов // Гидравлика пневматика и приводы. – 2010. – № 1 (3). – С. 8–9.

31. Бажин И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; под ред. С.А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.

32. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков и др. – М. : Машиностроение, 1968. – 628 с.

33. Башта Т.М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов. – М. : Машиностроение, 1970. – 504 с.

34. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т.М. Башта . – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.

35. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

36. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашини и гидроприводи : учеб. для машиностр. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

37. Бермант А.Ф. Краткий курс математического анализа для вузов / А.Ф. Бермант. – М. : Наука, 1965. – 664 с.
38. Білокінь І.І. Вплив газовмісту рідини на характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / І.І. Білокінь, Ю.М. Стеценко, В.А. Макагон, П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв // Східно-Європейський журнал передових технологій – 2011. – № 2/8 (50). – С. 32–35.
39. Бычков А.А. Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи : сборник задач / А.А. Бычков, В.А. Кальченко. – Киев : КВВИУС, 1975. – 105 с.
40. Вибрация в технике : справочник. В 6-ти томах. Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов. / Под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
41. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – М. : Техника, 1975. – 168 с.
42. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
43. Герц Е.В. Пневматические устройства и системы в машиностроении : справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.
44. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. (Отраслевой стандарт). – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
45. Глазков М.М. О методике кавитационного исследования дроссельных устройств гидравлических систем / М.М. Глазков // Вопросы надежности гидравлических систем летательных аппаратов. – Киев : КИИГА, 1976. – № 3. – С. 8–15.
46. Глазков М.М. Модель генерирования кавитационных колебаний давления / М.М. Глазков, В.Н. Куренков, Т.В. Тарасенко // Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. – № 4 (30). – С. 40–43.
47. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности /

Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. – М. : Наука, 1965. – 524 с.

48. Голубев А.И. Лабиринтные насосы для химической промышленности / А.И. Голубев. – М. : Машиностроение, 1961. – 76 с.

49. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред / А.И. Голубев. – М. : Машиностроение, 1981. – 112 с.

50. ГОСТ 6134 – 87. Насосы динамические. Методы испытаний. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 29 с.

51. Губарев О.П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / О.П. Губарев, О.В. Левченко, О.В. Ветрова // Вісник НТУУ «КПІ», Машинобудування, 2009. – № 59. – С. 216–219.

52. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

53. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики / В.Н. Дмитриев, В.Г. Градецкий. – М. : Машиностроение, 1973, – 360 с.

54. Евтушенко А.А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа «Туго» при работе на чистой жидкости и на газожидкостной смеси / А.А. Евтушенко, С.В. Сапожников, В.А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение, 1999. – Вып. 36. – Т. 1. – С. 249–255.

55. Евтушенко А.А Турбомашины для перекачивания газожидкостных смесей / А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.

56. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.

57. Зайончковський Г.Й. Вплив пружності робочої рідини і обмеженої жорсткості опори кріплення гідравлічного слідкуючого рульового приводу на його стійкість і динамічні властивості / Г.Й. Зайончковський, С.І. Пархомчук // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1 (3). – С. 59–63.

58. Зайончковский Г.И. Дроссельные кавитационные генераторы и их применение в технике [Электронный ресурс] / Г.И. Зайончковский, Т.В. Тарасенко, В.Г. Ланецкий, А.С. Пузик // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 5. – С. 24–30. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/j-pdf/aktit_2012_5_6.pdf
59. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.
60. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков – М. : Энергоиздат, 1990. – 360 с.
61. Кнэпп Р. Кавитация / Р. Кнэпп, Дж. Джейми, Ф. Хэммит. – М. : Наука, 1974. – 688 с.
62. Коваленко А.О. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем : навч. посіб. / А.О. Коваленко, Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, М.В. Пілашов. – Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2011. – 216 с.
63. Кожевников С.Н. К исследованию гидромеханических систем с учетом волновых процессов в трубопроводах и кавитации жидкости / С.Н. Кожевников, В.Ф. Пещат, В.Н. Лобода, В.В. Бережной // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – № 6. – С. 141–147.
64. Кондаков Л.А. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Микитин, В.Н. Прокофьев и др. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.
65. Кочевский А.Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумГУ. Сер. Технічні науки. – Суми : СумГУ, 2003. – Вип. 13 (59). – С. 195–210.
66. Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы: учеб. для вузов / Г.И. Кривченко. – М. : Энергия, 1978. – 320 с.
67. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория, конструкция и расчет / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов. – Кировоград : «КОД», 2009. – 257 с.
68. Лебедев А.Ю. Інтегральна методика розрахунку витратної

характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев, П.М. Андренко // Вісник СумДУ. Сер. Технічні науки: – 2011. – № 4. – С. 20–25.

69. Лебедев А.Ю. Алгоритм расчета расходной характеристики лабиринтно-винтового насоса / А.Ю. Лебедев // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : сбор. докл. XV Междунар. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов, 17–19 ноября 2011 г., Москва. – 2011. – С. 66–69.

70. Лебедев А.Ю. Вплив геометричних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса на його характеристики / А.Ю. Лебедев // Сучасні технології в промисловому виробництві : матер. II всеукр. міжвуз. наук. - техн. конф. – Суми, 2012. – С. 62– 63.

71. Лебедев А.Ю. Методика визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев, П.М. Андренко // матер. XVII Міжнар. наук.-техн. конф. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці, Черкаси 17–20 квіт. 2012 р. – Черкаси : АПБ ім. Героїв Чорнобиля, 2012. – С. 80..

72. Лебедев А.Ю. Вплив форми каналу лабіринтно-гвинтового насоса на його характеристики / А.Ю. Лебедев // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : XX Міжнар. наук.-прак. конф., 15–17 трав. 2012 р. : тези доп. Ч. 1 – Харків, 2012. – С. 122.

73. Лебедев А. Ю. Визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев, П.М. Андренко // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ. – 2012. – № 3 (37). – С. 33–37.

74. Лебедев А. Ю. Надійність лабіринтно-гвинтових насосів / А.Ю. Лебедев // XIII Міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП, 19–20 вер. 2012 р. : матер. конфер. – С. 64.

75. Лебедев А.Ю. Визначення коефіцієнта втрат на тертя для розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 215–219.

76. Лебедев А.Ю. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев // Механіка та машинобудування. – Харків. – 2012. – № 1. – С. 24–32.

77. Лебедев А.Ю. Математичне моделювання течії робочої рідини в лабіринтно-гвинтовому насосі / А.Ю. Лебедев, Я.І. Мальцев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ. – 2013. – Вип. 13, Т. 6. – С. 196–203.

78. Лебедев А. Ю. Експериментальні дослідження занурювального насосного агрегату з лабіринтно-гвинтовими ступенями / А.Ю. Лебедев // Промислова гідраліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ. – 2013. – № 2 (44). – С. 23–26.

79. Лебедев А.Ю. Визначення критерія кавітації лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2013. – № 5 (979). – С. 124–129.

80. Лебедев А.Ю. Усовершенствование конструкции лабиринтно-винтового насоса : [Электронный ресурс] / А.Ю. Лебедев // Молодежный научно-технический вестник. – Москва, 2013. – Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/585813.html>

81. Лебедев А.Ю. Аналітичний аналіз експериментальних досліджень лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев // XV Міжнар. наук.-техніч. конфер. АС ПГП. 17–19 верес. 2014 р. : матер. конфер. – Мелітополь, 2014. – С. 81.

82. Лебедев А.Ю. Підвищення технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса за рахунок вдосконалення його робочих органів. / А.Ю. Лебедев // Вісник НТУ «ХПІ». Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2014. – № 6 (1049). – С. 111–117.

83. Лебедев А.Ю. Методологія розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів / А.Ю. Лебедев // XVI Міжнар. наук.-техніч. конфер. АС ПГП. 15–17 жовт. 2015 р. : матер. конфер. – Суми, 2015. – С. 71–73.

84. Лебедев А.Ю. Математична модель течії робочої рідини в

лабіринтно-гвинтовому насосі / А.Ю. Лебедев // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : тези доп. VI Міжнар. наук.-прак. конф. 26–29 квіт. 2016 р., м. Чернігів. – Чернігів : ЧНТУ, 2016.– С. 179–180.

85. Левитский Н.И. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов / Н.И. Левитский, Е.А. Цуханова. – М. : Машиностроение, 1970. – 232 с.

86. Лурье З.Я. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 89. – С. 155–163.

87. Лурье З.Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З.Я. Лурье, А.Н. Складаревский, В.В. Татьков // Вісник НТУ «ХП», 2005. – № 28. – С. 105–116.

88. Лурье З. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З. Лурье, И. Федоренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. – С. 10–25.

89. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства / Г.В. Макаров. – Л. : Машиностроение, 1973 – 232 с.

90. Мартынюк А.Я. Обзор исследований динамики кавитационного пузырька / А.Я. Мартынюк //Вибрации в технике и технологиях. – Винница – 2003. – № 3 (29).– С. 19–24.

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

92. Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Приводы станков и механизмов» Ч. 1 Гидравлические приводы / В.Н. Тихенко, А.А. Волков. – Одесса : ОНПУ, 2013. – 128 с.

93. Методичні вказівки до практичних занять на тему «Складання структурно-функціональних схем та графів причинно-наслідкових зв'язків гідроагрегатів» та «Оптимізація режимів технічного обслуговування і

діагностування гідроприводів машин» з курсу «Діагностика і контроль гідропневмоприводів» / уклад. П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко та ін. – Харків : НТУ «ХП», 2008. – 36 с.

94. Мясковский Е.Г. Исследование лабиринтно-винтового уплотнения для вращающихся валов центробежных химических насосов : автореф. дис. на соиск. степени канд. техн. наук / Е.Г. Мясковский. – М., 1965. – 18 с.

95. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник / К.Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

96. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г.А. Никитин. – М. : Машиностроение, 1982. – 109 с.

97. Основные пути повышения надежности гидроприводов – // Гидравлика пневматика и приводы. – 2010. – № 1 (3). – С. 4–7.

98. Патент на изобретение 2005916 Россия F04D3/02 / Лабиринтно-винтовой насос / Анкудинов А.А. // заявитель и патентообладатель ГП «Калужский турбинный завод». – № 4953086/29; заявл. 04.06.1991; опубл. 15.01.1994. Бюл. № 1.

99. Патент на изобретение 2092237 Россия F04D / Погружной лабиринтно-винтовой насос / Тихонов В.М., Лаптев И.Л // заявитель и патентообладатель Нижегородский государственный университет. – № 95114660/25; заявл. 14.08.1995; опубл. 10.10.1997. Бюл. № 1.

100. Патент на изобретение 2005916 Россия F04D13/04 / Компактный турбоконденсатный насос/ Анкудинов А.А.; Лысенко Л.В. // заявитель и патентообладатель Анкудинов А.А.; Лысенко Л.В.. – № 97111283/06; заявл. 02.07.1997; опубл. 27.02.1999. Бюл. № 3.

101. Патент на изобретение 2311562 Россия F04D3/02 / Лабиринтно-винтовой насос для перекачки расплавленного металла / Безносков А.В., Назаров А.В., Савинов С.Ю., Кудрин О.О. // заявитель и патентообладатель Нижегородский государственный университет. – № 00314295/09; заявл. 28.03.2006; опубл. 27.11.2007.

102. Патент на изобретение 2427725 Россия F04D13/08 / Погружной лабиринтно-винтовой насос / Шевченко Т.О, Шевченко О.Г. // заявитель и патентообладатель Шевченко Т.О, Шевченко О.Г. – № 99237660/79; заявл. 11.10.2009; опубл. 27.08.2011.

103. Патент на корисну модель 68863 Україна F04/00. / Лабіринтно-гвинтовий насос / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А.; // заявник і патентовласник Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А. – № 201112505; Заявл. 25.10.2011; Опубл. 10.04.2012, Бюл. № 7.

104. Патент на корисну модель 73119 Україна F04D 3/00. / Лабіринтно-гвинтовий насос / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А. // заявник і патентовласник Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А. – № 201202788; Заявл. 12.03.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. № 17.

105. Пирсол Н. Кавитация. / Н. Пирсол ; пер. с англ., ред. Эпштейн Л.А. – М. : Мир, 1975. – 95 с.

106. Политехнический словарь / редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Советская энциклопедия, 1989. – 656 с.

107. Попов Д.Н. Оценка эффективности и оптимальное проектирование гидроприводов / Д.Н. Попов // Вестник машиностроения. – 1986. – № 9. – С. 20–23.

108. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

109. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка : навч. посіб. / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.

110. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : метод. рекомендации. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.

111. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, и др. // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87–93.

112. Растринин А.Л. Адаптивные методы многокритериальной оптимизации / А.Л. Растринин, Я.Ю. Эйдук // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 1. – С. 5–26.

113. Рикуніч Ю.М. Визначення параметричних запасів працездатності електромагнітних клапанів / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2011. – № 4 (34). – С. 50–54.

114. Рикуніч Ю.М. Прогнозування ресурсу малогабаритних пневматичних клапанів з електромагнітним приводом методом аналізу наявних випадкових процесів пошкоджуваності / Ю.М. Рикуніч, О.Є. Ситніков, Я.Б. Федорочко, О.Г. Кучер, Г.Й. Зайончковський / Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2011. – № 1 (31). – С. 71–84.

115. Рокшевский В.А. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем / В.А. Рокшевский, В.В. Татьков, Г.Ф. Ливада. – М. : НИИмаш, 1981. – 58 с.

116. Сапожников С.В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами / С.В. Сапожников // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці. матер. II респуб. наук.-техн. конф.– 28–30 мая 1998 р. – Черкасы, 1998 – С. 81–86.

117. Сапожніков С.В. Врахування газової складової середовища, що перекачується, при визначенні конструкції та робочої характеристики динамічного насоса : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / С.В. Сапожніков.– Суми, 2002. – 206 с.

118. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

119. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник /

В.К. Свешников. – СПб. : Политехника, 2015. – 627 с.

120. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей : ГОСТ 4.37-90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. Введен в действие 1990–06–09.

121. Ситников А.Е. Оценка надежности электромагнитных клапанов с учетом причинных связей их отказов / А.Е. Ситников, Е.И. Барелюк, Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВНАУ, 2011. – № 3 (33). – С. 87–89.

122. Складський О.М. Об'ємний гідропривід : навч. посіб. / О.М. Складський. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2001. – 212 с.

123. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 107 с.

124. Специальные насосы. Вихревые и центробежные [Электронный ресурс] – Режим доступа: www.bibliotekar.ru/spravochnik-117-nasos/30.html.

125. Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений ; под ред. Ш.К. Гиматутдинова. – М. : Недра, 1983. – 463 с.

126. Струтинській В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія / В.Б. Струтинській, В.М. Тіхенко. – Одеса : Астопринт, 2009. – 456 с.

127. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1990. – 248 с.

128. Сьомін Д.О. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління : монографія / Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, В.І. Ремень, Я.І. Мальцев – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2002. 172 с.

129. Сьомін Д.О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів/ Д.О. Сьомін, А.С. Роговий // Вісник НТУ «ХП». Сер. Гідравлічні машини і гідроагрегати. – 2015. – № 3 (1112) – С. 130–136.

130. Трофимов В.А. Рабочие жидкости систем гидропривода : учеб. пособие / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – Киев : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.
131. Уплотнение и уплотнительная техника : справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. ; под общ. ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1986. – 464 с.
132. Финкельштейн З. Л. Гидравлика и гидропривод (краткий курс) / З.Л. Финкельштейн, В.Г. Чебан. – Алчевск : ДГМИ, 2001. – 164 с.
133. Фінкельштейн З.Л. Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко ; під ред. П.М. Андренка. – Алчевськ : ДонДТУ, 2013. – 142 с.
134. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.
135. Хвингия М.В. Вибрация пружин / М.В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.
136. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод. – М. : Наука, 1964. – 231 с.
137. Хохлов В.А. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова. – М. : Машиностроение, 1971. – 431 с.
138. Шамберов В.Н. Фрикционные колебания в гидравлических системах / В.Н. Шамберов // Гидравлика и Пневматика : информ.-техн. журнал, 2005. – № 21. – С. 15–17.
139. Шиян А.А. Тенденции развития насосного оборудования для нефтепереработки и нефтехимии / А.А. Шиян // XVI Міжнар. наук.-техніч. конфер. АС ПГП. 15–17 жовт. 2015 р. : матер. конфер. – Суми, 2015. – С. 61–62.
140. Яковлев А.І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку: навч. посіб. / А.І. Яковлев. – Київ : ІСДО, 1994. – 228 с.

Наукове видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович
ЛЕБЕДЕСВ Антон Юрійович

ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВІ НАСОСИ

Монографія

Відповідальний за випуск проф. В.В. Клітної
Роботу до видання рекомендував Г.А. Крутіков
Редактор Л.А. Пустовойтова

План 2017 р, поз. 7
Підп. до друку 11.01.2017 р. Формат 60x84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 9,1. Наклад 100 пр.
Зам. № 3. Ціна договірна.

Видавець: ФОП Панов А. М.
Надруковано в поліграфцентрі «Влавке»
м. Харків, вул. Жон Мироносиць (Раднаркомівська), 10, оф. 6
тел.+38 (057)714-06-74, +38(050)976-32-87
copy@vlavke.com.ua, <http://vlavke.com.ua>