

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ

«_____» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

Дослідження проточної частини поршневого насоса

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

(підпис)

Куліков О. А.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Ігнат'єв О. С.

(прізвище, ініціали)

Суми 2019

Реферат

Пояснювальна записка: 147 с., 39 рисунків, 16 таблиць, 42 літературних джерел, 2 додатка.

Тема дипломного проекту «Дослідження проточної частини поршневого насоса»

Графічні матеріали – 2 листа формату А1: складальне креслення насоса, блок гідроциліндрів. 4 листа формату А3: складальне креслення блоку клапанів напірних, складальне креслення блоку клапанів всмоктувальних, корпусу клапана, поршня вдосконаленого.

Мета роботи – Дослідження проточної частини поршневого насоса, та вдосконалення її конструкції для зменшення гідравлічних втрат.

Відповідно до поставленої мети було:

- Виконані розрахунки, поршневого насоса;
- Виконано гідравлічну модель проточної частини поршневого насоса за допомогою програмного забезпечення КОМПАС V15;
- Виконано чисельне дослідження різноманітних конструкцій проточної частини насоса за допомогою програмного забезпечення ANSYS SFX;
- Виконаний патентний пошук на аналогічні вдосконалення поршневого насоса;
- В технологічній частині розроблені технологічні процеси деталей: блок клапанів напірних, блок клапанів всмоктувальних, блок гідроциліндрів;
- В економічній частині була розрахована кошторна вартість деталей: блок клапанів напірних, блок клапанів всмоктувальних, блок гідроциліндрів. Також була досліджена оцінка вартості маркетингової інформації поршневого насоса;
- В розділі з охорони праці проаналізовані такі питання: загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосного обладнання, організація пожежної безпеки у навчальних закладах, дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації.

Ключові слова: ПОРШНЕВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, БЛОК ГІДРОЦИЛІНДРІВ, БЛОК КЛАПАНІВ НАПІРНИХ, БЛОК КЛАПАНІВ ВСМОКТУЮЧИХ, СФЕРА, КОНУС, ПЛОСКА, ТРАПЕЦІЯ, ПОРШЕНЬ, ГІДРАВЛІЧНІ ВТРАТИ.

Зміст

Технічне завдання

Реферат

Введення.....	6
1. Опис вибору конструкції.....	8
1.1. Призначення виробу.....	8
1.2. Пристрій і принцип дії.....	8
1.3. Вказівка особливостей експлуатації.....	9
2. Гідравлічні розрахунки.....	11
2.1. Розрахунок розмірів робочих камер.....	11
2.2. Розрахунок каналів.....	18
2.3. Розрахунок ущільнень.....	19
2.4. Розрахунок клапанів.....	21
3. Розрахунки на міцність.....	26
3.1. Розрахунок корпусу і кришок.....	26
3.2. Розрахунок штоку на стійкість.....	30
3.3. Підбір електродвигуна.....	35
3.4. Розрахунок зубчастої передачі.....	48
3.5. Розрахунок та вибір підшипників.....	56
3.6. Розрахунок болтових з'єднань.....	60
4 Розрахунок проточної частини шляхом дослідження.....	62
4.1 Проблеми поршневого насоса та ідеї по його вдосконаленню.....	62
4.2 Методика дослідження.....	65
4.3 Розробка геометричної моделі.....	67
4.4 Побудова розрахункової сітки.....	69
4.5 Задання граничних умов для розрахунку та виконання розрахунків.....	74
4.6 Знаходження гідравлічних втрат.....	77
4.7 Результати дослідження.....	80
5 Патентний пошук.....	94

6	Технологічна частина.....	107
6.1	Характеристика типу виробництва.....	107
6.2	Вибір і технічне обґрунтування методу виготовлення заготовки.....	108
6.3	Опис техпроцесу.....	109
7	Економічна частина.....	110
7.1	Розрахунок повної собівартості.....	110
7.2	Оцінка вартості маркетингової інформації.....	122
8	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	132
8.1	Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосного обладнання.....	132
8.2	Організація пожежної безпеки у навчальних закладах.	135
8.3	Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації.....	138
9	Висновок.....	141
	Список використаної літератури.....	144
	Додаток А	
	Додаток Б	

Введення

Поршневий насос являє собою гідравлічну машину, у якій перетворення механічної енергії двигуна в гідравлічну енергію переміщуваної рідини здійснюється за допомогою витискувача (поршня або плунжера), що робить зворотньо-поступальний рух у циліндрі.

Ідея створення поршневого насоса була відома в далекій давнині.

Перші поршневі насоси з'явилися в Греції в 2 столітті до н.е. Однак впродовж ряду століть вони не одержали широкого поширення внаслідок того, що в той час рівень розвитку техніки не дозволяв виготовляти циліндри й поршні необхідної якості.

Тільки з появою в 18 столітті парових машин намітилося значне зрушення в розвитку поршневих насосів.

Починаючи із середини 19 сторіччя поряд із приводними насосами почали застосовуватися парові прямодіючі насоси. Було запропоновано й побудовано багато типів прямодіючих насосів.

В 19 столітті розвиток поршневих насосів відбувалося в основному по досвідченому шляху. З теоретичних робіт можна відзначити роботи В. Г. Шухова й П. К. Худякова. Ці роботи з'явилися значним внеском у розвиток теорії й розрахунків поршневих насосів. Більші успіхи в області поршневих насосів були досягнуті в 20 столітті. Розвиток теорії й конструкцій поршневих насосів у цей період пов'язаний із трудами російських вчених А. П. Германа, И. И. Куколевського, А. А. Будакова, В. Л. Сурвилло й ін. У теперішній час виробництво поршневих насосів освоєно на цілому ряді заводів, які увесь час поліпшують конструкції насосів й удосконалюють технологію їхнього виготовлення. Поршневі насоси застосовуються в основному для малих подач при середніх і високих напорах. Пресові й хімічні поршневі насоси будуються на тиск 200 МПа й більше. Одним з основних споживачів поршневих насосів є нафтова промисловість, де вони застосовуються при бурованні шпар і видобутку нафти, при транспортуванні нафти на заводи, при переробці нафти (для перекачування холодних і гарячих нафтопродуктів) і т.д. їх застосовують також для створення високих тисків при обробці металів тиском (пресування, штампування) і у виробництві виробів із пластичних мас. Поршневі насоси широко використовуються в різних виробництвах хімічної промисловості. Вони застосовуються також на водному транспорті

для осушення трюмів, перекачування нафтопродуктів і т.д.

Розглянуті насоси мають досить широке поширення в теплоенергетиці. Для харчування казанових агрегатів паропродуктивністю до 10 т/ч при тиску до 2,47 МПа застосовуються парові прямодіючі насоси. Парові насоси використовуються також у якості паливних і для перекачування палива з мазутохранилищ у котельню.

Кривошипні насоси застосовуються у великій теплоенергетиці для дозування й подачі хімічних регентів у котлову воду.

За допомогою дозувальних насосів (насосів-дозаторів) здійснюється подача фосфатного розчину в котлоагрегати. Вони застосовуються також у коагуляційних установках для подачі розчину коагулянту й вапняного молока.

Поршневі насоси мають властивості, що обумовили їхнє широке поширення в народному господарстві. Основними з них є наступні:

- придатність для перекачування найрізноманітніших рідин - гарячих і холодних, в'язких і досить текучих, чистих і з домішками;
- слабка залежність подачі від тиску, що розвиває напір, що робить їх пристосованими для харчування парових казанів, а також для перекачування рідин з мінливої залежно від температури в'язкістю;
- здатність до сухого усмоктування (здатність засмоктувати рідину без попереднього заповнення усмоктувального трубопроводу перекачуємою рідиною);
- можливість досягнення досить високих тисків при будь-яких, навіть незначних подачах;
- високий КПД.

Однак поряд з перевагами поршневі насоси володіють і недоліками. До них відноситься:

- тихохідність, що тягне за собою більші розміри й масу насоса при великій подачі;
- відносна складність конструкції;
- необхідність спеціальних пристроїв для регулювання подачі при даному числі подвійних ходів;
- нерівномірність подачі, для зменшення якої в ряді випадків доводиться встановлюват

1. Опис вибору конструкції

1.1. Призначення виробу

Агрегат електронасосний живильний ПН1,2/16 горизонтальний, двопоршневий, двосторонньої дії, призначений для перекачування чистої прісної води з температурою до 353Кдо (80° С) у складі котлоагрегатів серії Е та МЗК. Агрегат може бути використаний для перекачування інших чистих рідин в'язкістю не більше 810 мм²/с, що не руйнують матеріалів, з яких виготовлена гідравлічна частина й може встановлюватися на стаціонарних і пересувних установках.

Максимальна об'ємна концентрація твердих часток, для перекачуваних вод і рідин – 0,2%, а максимальний розмір твердих часток - 0,2 мм.

Агрегат призначений для роботи в закритому приміщенні. Він виконаний у загальнопромисловому виконанні й не може використовуватися для перекачування рідин на вибухонебезпечні й пожежо небезпечних виробництвах й установках.

В умовній позначці агрегату ПН1,6/16- цифри й букви позначають:

ПН - живильний насосний агрегат (Питательный насос, рус.);

1,16 - подача, м³/ч;

16 - тиск на виході з насоса, кг/см²

1.2. Пристрій і принцип дії

До складу агрегату входять: насос - горизонтальний, двухпоршневий, двосторонньої дії й електродвигун.

Насос складається із двох частин: приводної і гідравлічної. Приводна частина складається з корпусу, що вміщає в себе деталі, що рухаються й слугує резервуаром для мастила. Обертний рух вала електродвигуна через клиноремінну передачу передається на ведучій вал, установлений на двох роликівих підшипниках. Ведучій вал входить у зачеплення із зубчастим колесом, насадженим на вал ведений, установлений також на двох роликівих підшипниках. На ексцентриків шийки вала веденого на кулькових

підшипниках установлені шатуни, що передають рух на повзуни, через пальці.

Кожен повзун з'єднаний з поршнем через шток. Внаслідок поперемінного зворотно-поступального руху поршнів відбувається усмоктування й нагнітання перекачуваної рідини.

Для запобігання витоків масла з корпусу по штоку в корпусі сальника приводу передбачена гумова манжета.

Гідравлічна частина складається із блоку гідроциліндрів із запресованими втулками, клапанної коробки, кришок. На клапанній коробці встановлений запобіжний клапан. Поршні гідравлічних циліндрів з кільцями закріплені на штоках гайками.

Ущільнення штоків гідравлічної частини здійснюється двома манжетами з манжетотримачем і кільцями, розміщеними в корпусі сальника. Для запобігання потрапляння масла по штоку в гідравлічну частину на штоку передбачений відбійник.

Блок гідроциліндрів, притискаючи корпус сальників, з'єднується шпильками із фланцем корпусу приводної частини.

Привід насоса здійснюється від електродвигуна, встановленого на башмаку, шарнірно з'єднаному з корпусом. Натяг ременів здійснюється болтами. Клиноремінна передача закривається огороженням.

1.3. Вказівка особливостей експлуатації

Якщо агрегат не забезпечує подачі:

- а) засмітився фільтр на усмоктувальному трубопроводі. Для усунення потрібно очистити фільтр;
- б) негерметичність запобіжного клапана. Для усунення необхідно піджати пружину запобіжного клапана;
- в) підсмоктування повітря через нещільності в з'єднаннях усмоктувального трубопроводу. Щоб усунути - ретельно перевірити й підтягти всі з'єднання;
- г) зносилися поршні. Для усунення необхідно замінити поршні;
- д) відсутність підпору на усмоктуванні, більша довжина усмоктувального трубопроводу, малий діаметр усмоктувального трубопроводу. Щоб усунути необхідно забезпечити підпір на усмоктуванні. Зменшити довжину усмоктувального трубопроводу. Збільшити діаметр

усмоктувального трубопроводу.

Якщо під час роботи агрегату буде підвищений шум і стукіт у гідравлічній частині:

- а) ослаблення насадки поршнів на штоках. Щоб усунути необхідно оглянути кріплення поршнів;
- б) ослаблене з'єднання штока з повзуном. Для того щоб виправити потрібно загорнути шток у повзун і затягти контргайку;
- в) ослабнули або зламалися пружини клапанів. Необхідно оглянути клапани, замінити пружини;
- г) спрацьовує запобіжний клапан. Усунути причину перевищення тиску.

Якщо агрегат при пуску в роботу не подає рідини:

- а) закритий вентиль на усмоктувальній лінії: занадто велика висота усмоктування. Засмітився фільтр на усмоктувальному трубопроводі. Для усунення потрібно відкрити вентиль, зменшити, якщо можливо, висоту усмоктування. Промити фільтр;
- б) значні підсмоктування повітря через нещільності усмоктувального трубопроводу. Необхідно ретельно перевірити герметичність всіх з'єднань усмоктувального трубопроводу.

2. Гідравлічні розрахунки

Розрахунки, представлені у даній роботі виконані за загальноприйнятими методиками [1].

2.1 Розрахунки розмірів робочих камер

2.1.1 Визначення діаметра поршня.

Діаметр поршня і його хід визначаються з формули подачі насоса:

$$Q = z \frac{(2F - f)S_n}{60} K_Q, \quad (2.1)$$

де Q – подача насоса, м³/с;

z - число гідроциліндрів у насосі;

F - площа поршня діаметром D , м²;

f - площа штока діаметром d , м²;

S - хід поршня, м;

n - число обертів, об/хв.;

K_Q -коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі залежить від ряду факторів і може визначитися по формулі:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_m} = 1 - \frac{\Delta V_y}{V_p} - \frac{\Delta V_{газ}}{V_p} - \frac{\Delta V_{сж}}{V_p}, \quad (2.2)$$

де V_p – робочий обсяг, м³;

ΔV_y – втрати обсягу за розрахунок витоків через зазори й нещільності робочої камери, м³;

$\Delta V_{газ}$ – обсягу від тиску газу в робочій камері, м³;

$\Delta V_{сж}$ – втрати обсягу від тиску стискуваної рідини в робочій камері, м³;

$1 - \frac{\Delta V_y}{V_p} = \eta_o$ – енергетичний об’ємний ККД;

Відповідно до табл. 2 [1] $\eta_o = 90 - 95\%$

Приймаємо $\eta_o = 92,8\%$

$$\Delta V_{газ} = (V_p + V_B)\varphi = V_p(1 + K_B)\varphi, \quad (2.3)$$

де V_B – обсяг шкідливого простору, м^3 ;

V_p – робочий обсяг, м^3 ;

K_B – коефіцієнт шкідливого простору (звичайно $K_B = 2,29 - 3,91$);

φ – коефіцієнт об’ємної концентрації газу у перекачуємій рідині;

Знайдемо коефіцієнт шкідливого простору K_B за прототипом насосу

Коефіцієнт шкідливого простору в поршневій камері

$$K_{B\text{пор}} = \frac{V_{кан} + V_{кам}}{q_{п}}, \quad (2.4)$$

де $V_{кан}$ – об’єм камери в насосі, мм^3 ;

$V_{кам}$ – об’єм каналів в насосі, мм^3 ;

$q_{п}$ – об’єм подачі поршня, мм .

$$q_{п} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S, \quad (2.5)$$

де D – діаметр поршня, мм ;

S – хід поршня, мм .

$$q_{п} = \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} \cdot 45 = 56520 \text{мм}^3$$

Об’єм блоку гідроциліндрів в насосі

$$V_{кан} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5, \quad (2.6)$$

$$\text{де } V_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot B_1 = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} \cdot 12 = 33912 \text{ мм}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot B_2 = \frac{3,14 \cdot 70^2}{4} \cdot 17 = 65390 \text{ мм}^3$$

$$V_3 = L \cdot A \cdot B_3 = 33 \cdot 20,153 \cdot 40 = 26601 \text{ мм}^3$$

$$V_4 = \frac{1}{2} \cdot 15,5 \cdot 16,5 = 2173,5 \text{ мм}^3$$

$$V_5 = \frac{1}{2} \cdot 13,5 \cdot 12,5 = 1434,5 \text{ мм}^3$$

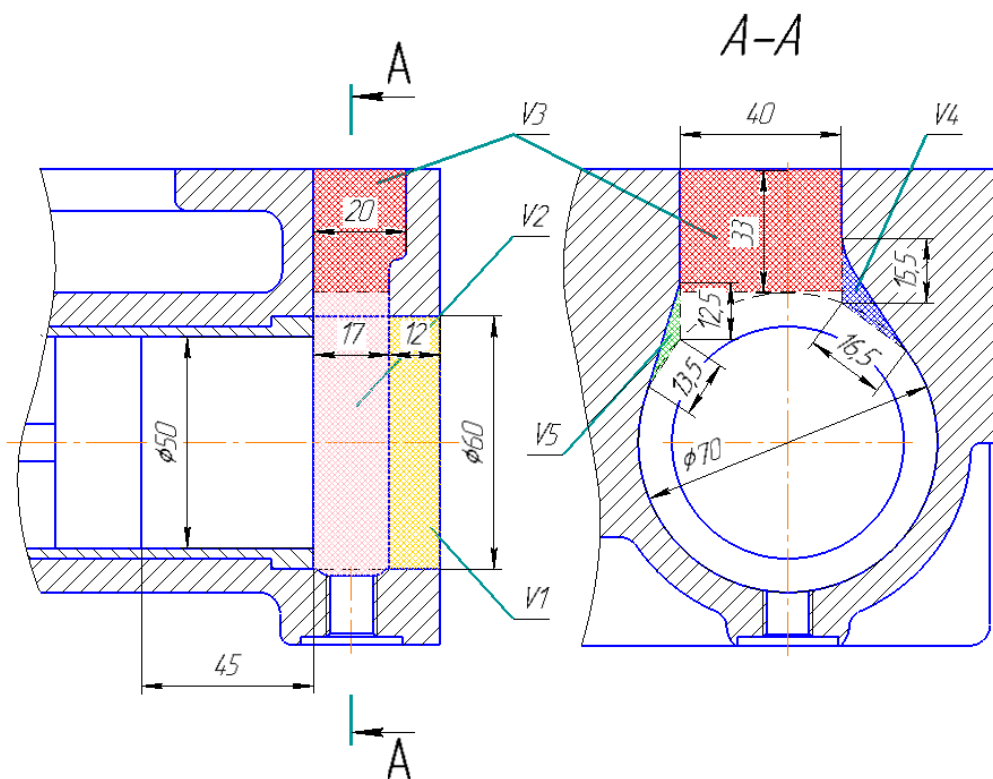


Рисунок 2.1 – Об’єм шкідливого простору блока гідроциліндрів.

$$V_{\text{кан}} = 33912 + 65390 + 26601 + 2173,5 + 1434,5 = 129511 \text{ мм}^3$$

Об’єм клапанної коробки в насосі

$$V_{\text{кам}} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4, \quad (2.7)$$

$$\text{де } V_1 = L \cdot A \cdot B = 16 \cdot 8 \cdot 40 = 5120 \text{ мм}^3$$

$$V_2 = 41 \cdot 18 \cdot 40 = 29520 \text{ мм}^3$$

$$V_3 = 11 \cdot 5 \cdot 40 = 2200 \text{ мм}^3$$

$$V_4 = 40 \cdot 16 \cdot 40 = 25600 \text{ мм}^3$$

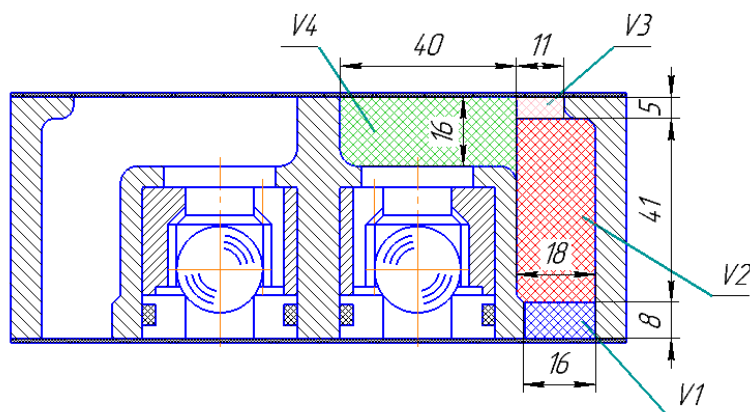


Рисунок 2.2 - Об'єм шкідливого простору клапанної коробки

$$V_{кам} = 5120 + 29520 + 2200 + 25600 = 62440 \text{ мм}^3$$

$$K_{Впор} = \frac{129511 + 62440}{56520} = 3,39$$

Коефіцієнт шкідливого простору в штоковій камері

$$K_{Вшт} = \frac{(V_{кан} - V_{ум1}) + V_{кам}}{q_{п} - V_{ум2}}, \quad (2.8)$$

$$\text{де } V_{ум1} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_1 = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} \cdot 30 = 6028,8 \text{ мм}^3$$

$$V_{ум2} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S_2 = \frac{3,14 \cdot 16^2}{4} \cdot 45 = 9043,2 \text{ мм}^3$$

$$K_{Вшт} = \frac{(129511 - 6028,8) + 62440}{56520 - 9043,2} = 3,91$$

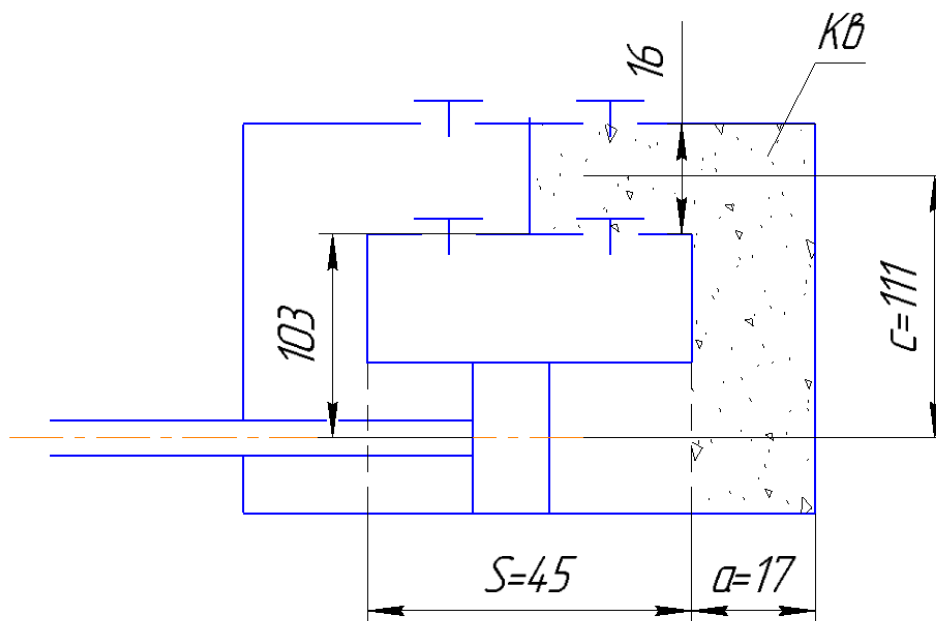


Рисунок 2.3– Загальний об'єм шкідливого простору клапанної коробки

$$K_{газ} = \frac{\Delta V_{газ}}{V_p} = (1 + K_B)\varphi \quad (2.9)$$

Величина $K_{газ}$ звичайно змінюється в межах від 0 до 0,1 то приймаємо $K_{газ} = 0,05$

$$\Delta V_{газ} = (V_p - V_B)\beta\Delta p = V_p(1 + K_B)\beta\Delta p, \quad (2.10)$$

де β - коефіцієнт об'ємного стискування (для води й водяних розчинів при $t < 100^\circ\text{C}$ $\beta = 0,49 \cdot 10^{-9}$)

$\Delta p = p_n - p_B$ - різниця абсолютних тисків нагнітання й всмоктування, кг/см^2

$$\Delta p = 2 \cdot 10^6 \text{Па}$$

$$K_{сжс} = (1 + K_B)\beta\Delta p, \quad (2.11)$$

де $K_B = 1,75$

$$K_{сжс} = (1 + 2,84) \cdot 0,49 \cdot 10^{-9} \cdot 2 \cdot 10^6 = 0,00376$$

З урахуванням прийнятих позначень формула може бути записана так:

$$K_Q = \eta_o - K_{газ} - K_{сж} \quad (2.12)$$

$$K_Q = 0,928 - 0,05 - 0,00376 = 0,874$$

З формули визначаємо діаметр поршня:

$$q = z \cdot (2F - f) \cdot S = 4 \cdot F \cdot a \cdot S = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot a \cdot S \quad (2.13)$$

$$Q_T = q \cdot n, \quad (2.14)$$

де Q_T – теоретична подача м³/хв.;

q – подача насоса м³/хв.;

n – кількість обертів об/хв.

$$Q_\phi = Q_T \cdot K_Q, \quad (2.15)$$

де Q_ϕ – фактична подача, м³/хв.

$$q = 4 \cdot \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 0,92 \cdot 45 \cdot 10^{-3} = 208 \text{ см}^3$$

$$Q_T = 208 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{113,5}{60} \cdot 3600 = 1,41$$

При розрахунку по цій формулі площа штока f приймаємо рівну 0. Відношення діаметра поршня до ходу приймаємо 1 так як $S/D=1$

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q_\phi}{60\pi n K_Q a}} = \sqrt[3]{\frac{Q_\phi}{\pi n a K_Q}} = \sqrt[3]{\frac{Q_\phi}{60\pi n a K_Q}}, \quad (2.16)$$

де $a = 1 - \frac{f}{2F}$ коефіцієнт, що враховує зменшення робочої площі поршня, $a=0,90-0,96$;

Підставляючи числові значення величин наведених у даній формулі, одержимо:

$$D = \sqrt[3]{\frac{1,41}{60 \cdot 3,14 \cdot 113,5 \cdot 0,874 \cdot 0,92}} = 0,043\text{м} = 43\text{мм}$$

Відповідно до ГОСТ12052-77 приймаємо $D=40\text{мм}$.

Тоді хід поршня приймаємо $S = 45\text{мм}$.

2.1.2 Розрахунок розмірів циліндрів.

Матеріал для виготовлення циліндрів поршневих насосів (до 1,6 МПа): Чавун СЧ24 ГОСТ 1412-79.

Подача насоса пов'язана з розмірами циліндра наступною залежністю:

$$Q=60kFaSnK_Q, \quad (2.17)$$

де k – число робочих камер к насосі, $k=4$;

f - площа поршневого штока, м^2 ;

n - число обертів вала, об/хв.;

η_o - коефіцієнт подачі насоса;

$a = 1 - \frac{d_{\text{шт}}^2}{2D^2}$ коефіцієнт, що враховує зменшення робочої площі поршня, $a=0,92$.

Знаходимо діаметр штока:

$$d_{\text{шт}} = \sqrt{(1 - a) \cdot 2 \cdot D^2} \quad (2.18)$$

$$d_{шт} = \sqrt{(1 - 0,92) \cdot 2 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Уточнюємо витрати:

Замінивши у виразі площу F поршня на рівну по значенню $\frac{\pi D^2}{4}$, отримаємо:

$$Q_{\phi} = \frac{60k\pi D^2 a S n K_Q}{4} \quad (2.19)$$

$$Q_{\phi} = \frac{60 \cdot 4 \cdot 3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,92 \cdot (45 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,874 \cdot 113,5}{4} = 1,238 \text{ м}^3/\text{год}$$

2.2 Розрахунок каналів

Визначення діаметрів патрубків насоса

Для визначення діаметрів всмоктувальних і напірних патрубків по заданій подачі, напишемо рівняння витрат:

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} v_1 = \frac{\pi d_2^2}{4} v_2, \quad (2.20)$$

де d_1, d_2 – відповідно діаметри всмоктувального і напірного патрубків, м;

v_1, v_2 - середні швидкості рідини у всмоктувальному та напірному патрубку відповідно, м/с.

З рівняння виражають d_1 та d_2

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_2}} \quad (2.21)$$

Середні швидкості в патрубках звичайно приймають $[V]=0,5-1 \text{ м/с}$

Приймаємо швидкість для обох патрубків $V=0,64 \text{ м/с}$

Тоді:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,41}{3,14 \cdot 0,64 \cdot 3600}} = 0,0279\text{м}$$

За ГОСТ 16516-80 приймаємо $d_1=d_2=28\text{мм}$

2.3 Розрахунок ущільнень

2.3.1 Поршня і їхнього ущільнення

Поршні насосів, що перекачують чисті не агресивні рідини (нафта, масла, воду з водяні розчини) виготовляються вилитими з вуглецевої сталі. Для води обираємо сталь 20Х13 ГОСТ 5632-72.

Довжина поршня визначається з умови:

$$L_n \leq 0,8D, \quad (2.22)$$

де L_n – довжина поршня, м;

D – діаметр поршня, м.

$$L_n \leq 0,8 \cdot 0,04 = 0,032\text{м}$$

Приймаємо довжину поршня $L_n = 32\text{мм}$.

Так як перекачувана рідина чиста, а тиск нагнітання невеликий, то кількість поршневих кілець рівняється двом. Поршневі кільця виготовляються з гуми МБП (7-И-14) ТУ 38.105376-82. Замок у поршневих кілець виконується косим. Кільця з косим замком простіші у виготовленні.

Товщина кільця коливається в межах:

$$b=(0,08-0,1)D, \quad (2.23)$$

де b - товщина кільця, м;

D – діаметр поршня, м.

$$b=0,08*0,04=0,0032\text{м}$$

Приймаємо товщину кільця $b=3,2\text{мм}$.

Ширина кільця орієнтовано обчислюється по формулі:

$$a=0,1D, \quad (2.24)$$

де a - ширина кільця, м;

D – діаметр поршня, м

$$a=0,1*0,04=0,004\text{м}$$

Приймаємо ширину кільця $a=4\text{мм}$

Для рівномірного зношування поверхні циліндра або циліндрові втулки, а також для можливості регулювання при зборці розміри поверхні і поршня, повинні бути такі, щоб крайні кільця в мертві положенні поршня зрушувалися із поверхні циліндра або циліндрової втулки на $1/3 - 1/2$ своєї ширини.

Сила тертя поршневих кілець визначається за формулою:

$$F_{mp} = \pi D a p f \frac{z}{2}, \quad (2.25)$$

де D – діаметр поршня, м;

a - ширина кільця, м;

p – тиск нагнітання, Па;

f – коефіцієнт тертя (0,02-0,03);

z – кількість кілець.

$$F_{mp} = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,004 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,02 \cdot \frac{2}{2} = 20H$$

2.3.2 Ущільнення штоків

Для ущільнення штоків застосовують сальники з м'якою набивкою, що укладається в санках окремими кільцями. Стики кілець зношуються зміщуються один стосовно іншого. Підтягуванням сальника досягається необхідне ущільнення.

2.3.3 Ущільнення кришки гідроциліндра, клапанної коробки здійснюється за допомогою гумових прокладок.

2.4 Розрахунок клапанів

Вихідним параметром при розрахунку клапана насоса є критерії роботи клапана nh_{max} , граничне значення якого визначається по формулі:

$$(nh_{max})_{дон} \leq \frac{4000}{\sqrt{m_{fc}}}, \quad (2.26)$$

де h_{max} - найбільша величина підйому клапана,мм;

m_{fc} —итома вага клапану, віднесена до прохідної площі сідла, кг сек²/м³

$$nh_{max} = 750 \frac{об \cdot мм}{хв} \quad (2.27)$$

Тоді:

$$h_{max} = \frac{nh_{max}}{n} \quad (2.28)$$

$$h_{max} = \frac{750}{113,5} = 6,6мм$$

Приймаємо $h = \frac{6,6}{5} = 1,21\text{мм}$

Визначаємо діаметр сідла:

$$d_c = \sqrt{\frac{K \cdot q_n \cdot n}{60 \cdot \pi \cdot v}}, \quad (2.29)$$

де $K=4$ – кількість клапанів;

$[v]=0,5\text{м/с}$ припустима швидкість плинину через щілину клапана

Тоді діаметр сідла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 56520 \cdot 10^{-9} \cdot 113,5}{60 \cdot 3,14 \cdot 0,5}} = 0,0165\text{м}$$

Приймаємо $d_c = 16\text{мм}$

Визначаємо діаметр кулі:

$$d_k = d_c \cdot (1 + 2b); \quad (2.30)$$

$$b = 0,1 \cdot d_c \quad (2.31)$$

$$d_k = 1,2 \cdot d_c \quad (2.32)$$

$$d_k = 1,2 \cdot 16,5 = 19,8$$

Приймаємо $d_k = 20\text{мм}$

Вага кулі:

$$G_{ш} = \frac{4}{3} \pi \left(\frac{d_{ш}}{2}\right)^3 \rho_{ш}, \quad (2.33)$$

де $\rho_{ш} = 7,85$ щільність кулі, г/см^3

$$G_{ш} = \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{20 \cdot 10^{-3}}{2} \right)^3 \cdot 7,85 = 0,328 \text{ Н}$$

Знайдемо масу кулі клапана:

$$m_{ш} = \frac{G_{ш}}{g} \quad (2.34)$$

$$m_{ш} = \frac{0,328}{9,81} = 0,033 \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}$$

Розрахунок кулькового клапану без врахування рідини.

$h_{\text{max}}=6,6\text{мм}$ по кресленню - $h=5,4\text{мм}$

$$\Delta p_{к.0} = \frac{G_{ш1}}{f_k}, \quad (2.35)$$

де $\Delta p_{к.0}$ - необхідний перепад тиску на клапані;

$$f_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,020^2}{4} = 0,00045216 \text{ - площа клапана.}$$

$$d_k = 20\text{мм}$$

$$h_0 = 7\text{мм}$$

$$c = 0,5\text{Н/м}$$

$$\Delta p_{к.0} = \frac{0,181}{0,000314} = 576,43\text{Па}$$

Знайдемо вагу кульки:

$$G_{ш1} = \rho_{ш} \cdot V \cdot g, \quad (2.36)$$

де V – об'єм кульки

$$G_{ш1} = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 3}{4} \cdot 9,81 = 0,181Н$$

При таких розрахунках висота підйому кульки буде дорівнювати $h=3,1\text{мм} < h_{\text{max}}$

Розрахунок кулькового клапану з рідиною.

$h_{\text{max}}=6,6\text{мм}$ по кресленню - $h=5,4\text{мм}$

$$\Delta p_{к.0} = \frac{G_{ш2}}{f_k}, \quad (2.37)$$

де $f_k = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,020^2}{4} = 0,00045216$ - площа клапана.

$$d_k = 20\text{мм}$$

$$h_0 = 7\text{мм}$$

$$c = 0,5Н/м$$

$$\Delta p_{к.0} = \frac{0,158}{0,000314} = 503,18\text{Па}$$

Знайдемо вагу кульки:

$$G_{ш2} = (\rho_{ш} - \rho_d) \cdot V \cdot g, \quad (2.38)$$

де $\rho_v = 1 \cdot 10^3 \text{кг/м}^3$ - в'язкість рідини.

$$G_{ш2} = (7,85 - 1) \cdot 10^3 \cdot \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 3}{4} \cdot 9,81 = 0,158Н$$

При таких розрахунках висота підйому кульки буде дорівнювати $h=3,25\text{мм} < h_{\text{max}}$

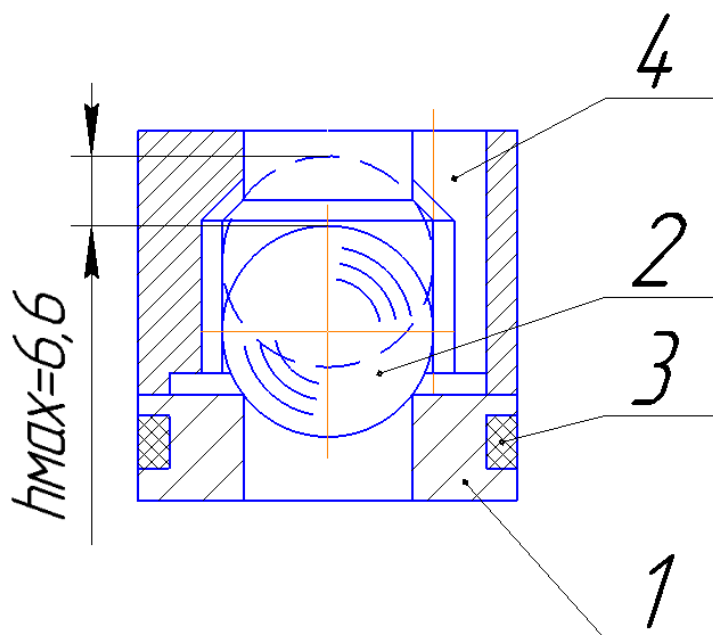


Рисунок 2.4—Кульковий клапан: 1 – сідло; 2 – кулька; 3 – ущільнювальне кільце; 4 – клапан

3. Розрахунки на міцність

Розрахунки, представлені у даній роботі виконані за загальноприйнятими методиками [3].

3.1 Розрахунок корпусу і кришок

3.1.1. Розрахунок циліндрів

При розрахунку циліндрів із чавуну скористаємося теорією найбільших відносних деформацій. Відповідно до цієї теорії наведена (розрахункова) напруга буде дорівнювати:

$$\sigma_{np} = \sigma_{rmax} - \mu(\sigma_z - \sigma_{rmax}), \quad (3.1)$$

де μ - коефіцієнт Пуассона

З теорії пружності відомо, що в товстостінні циліндричні ємності з днищем, що перебуває під дією внутрішнього p і зовнішнього p тиску по гранях елемента, виділеного двома радіальними і двома концентричними, циліндричними поверхнями, діють напруги $\sigma_r, \sigma_m, \sigma_t, \sigma_z$

Головні нормальні напруги σ_r, σ_t визначимо по формулах Ляме:

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2 - p r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2) - \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p)}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)}} \quad (3.2)$$

де r_1, r_2 – внутрішній і зовнішній радіус циліндра, м;

r – Радіус, на якому визначаються напруги, м;

Напруга в осьовому напрямку дорівнює:

$$\sigma_z = \frac{p_1 r_1^2 - p r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.3)$$

Якщо величиною p зневажити то:

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \quad (3.4)$$

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \quad (3.5)$$

$$\sigma_r = \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.6)$$

З формули видно, що $\sigma_r > \sigma_t$ причому як σ_r так й σ_t досягають найбільшого значення при $r = r_1$ і найменшого при $r = r_2$

для $r = r_1$:

$$\sigma_{tmax} = \frac{p_i (r_2^2 + r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.7)$$

$$\sigma_{rmax} = -p_i \quad (3.8)$$

Для $r = r_2$:

$$\sigma_t = \frac{p_i \cdot 2 \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.9)$$

$$\sigma_{rmax} = 0$$

Напряга σ_z рівномірно розподілена по площі поперечного перерізу циліндра:

$$\sigma_{tmax} = \frac{p_i (r_2^2 + r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2} - \mu \left(\frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - p_i \right) \quad (3.10)$$

Якщо прийняти $\mu = 0,3$ та σ_r відповідне припустимі напрузі на розтягнення $[\sigma]_p$ то маємо:

$$[\sigma]_p = \frac{1,3p_i r_2^2 - 0,4p_i r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.11)$$

Звідки:

$$r_2 = r_1 \sqrt{\frac{[\sigma]_p + 0,4p_i}{[\sigma]_p - 1,3p_i r_2^2}} + a, \quad (3.12)$$

де p_i – найбільший тиск у циліндрі, Па;

a - Додаткова величина, $a = (0,3 - 1) \text{ см}$

Приймаємо $a = 0,5$

Припустиме напруження на розтягнення $[\sigma]_p = 20 \text{ МПа}$ для чавуну (тому що навантаження носить звичайно зміни і часто ударний характер)

Зовнішній діаметр циліндра при $p_i = 1,2p_n = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ МПа}$, буде дорівнювати

$$r_2 = 0,02 \sqrt{\frac{20 \cdot 10^{-6} + 0,4 \cdot 2,4 \cdot 10^6}{20 \cdot 10^{-6} - 1,3 \cdot 2,4 \cdot 10^6}} + 0,005 = 0,0273 \text{ м}$$

Товщина стінки циліндра:

$$\sigma = r_2 - r_1 \quad (3.13)$$

$$\sigma = 0,0273 - 0,02 = 0,0073 \text{ м}$$

Приймаємо $\delta = 7,5 \text{ мм}$;

Товщина фланця циліндра δ_1 :

$$\delta_1 = (1,3 - 1,5)\delta \quad (3.14)$$

$$\delta_1 = 1,4 \cdot 7,5 = 10,5$$

Товщина стінки кришки циліндрів δ_k :

$$\delta_k = r_k \sqrt{\frac{0,75p_i}{[\sigma]_u}}, \quad (3.15)$$

де r_k – радіус кришки, м;

$[\sigma]_u$ – Припустима напруга вигину, МПа

Тому що $r_k = r_1$, то $r_k = 0,02$ м

Напруга, що є припустимою $[\sigma]_u$ для чавуну дорівнює (15-30)МПа приймаємо

$[\sigma]_u = 30$ МПа:

$$\delta_k = 0,02 \sqrt{\frac{0,75 \cdot 2,4 \cdot 10^6}{30 \cdot 10^6}} = 0,0049 \text{ МПа}$$

Приймаємо $\delta_k = 6$ мм;

Товщина стінки латунної вставної втулки $\delta_{вт}$.

$$\delta_{вт} = 0,03 \cdot r_1 + (0,03 \dots 0,08), \quad (3.16)$$

де r_1 – внутрішній радіус циліндра, см.

$$\delta_{вт} = 0,03 \cdot 2 + 0,5 = 0,56 \text{ см}$$

Приймаємо $\delta_{вт} = 6$ мм

Товщина стінки клапанної коробки:

$$r_{к2} = r_{к1} \sqrt{\frac{[\sigma]_p + 0,4p_i}{[\sigma]_p - 1,3p_i}} + a, \quad (3.17)$$

де $r_{к2}$ – зовнішній діаметр клапанної коробки, м;

$r_{к1}$ – Внутрішній діаметр клапанної коробки, м.

$$r_{к2} = 0,059 \sqrt{\frac{30 \cdot 10^{-6} + 0,4 \cdot 2,4 \cdot 10^6}{30 \cdot 10^{-6} - 1,3 \cdot 2,4 \cdot 10^6}} + 0,005 = 0,069 \text{ м}$$

Товщина стінки клапанної коробки:

$$\delta_{к} = r_{к2} - r_{к1} \quad (3.18)$$

$$\delta_{к} = 0,069 - 0,059 = 0,01 \text{ м}$$

Приймаємо $\delta_{к} = 10 \text{ мм}$

3.2 Розрахунок штока на стійкість

3.2.1 Розрахунок штока на міцність

Розрахунок на міцність (на розтягнення) підлягає найменший перетин штока рівний 10 мм. Розрахунок ведеться на зусилля розтягнення $P_з$, що залежить від гідравлічної сили $P_г$, з урахуванням крутіння при затягуванні $M_{кр}$:

$$\sigma_z = \frac{P_з}{\frac{\pi}{4} d_{A-A}^2} \leq (0,5 - 0,7) \sigma_T, \quad (3.19)$$

де σ_z – нормальна напруга, Па;

$P_з$ - Зусилля розтягування, Н;

d_{A-A} Діаметр найменшого перетину штока, м;

σ_T – Границя текучості матеріалу штока, Па

Границя текучості для сталі 20Х13 за ГОСТ 56323-72 $\sigma_r = 235 \cdot 10^6 \text{ Па}$

Зусилля розтягування дорівнює:

$$P_3 = (2,5 - 4)P_2, \quad (3.20)$$

де P_2 - Гідравлічна сила, Н

Гідравлічна сила що розтягує шток дорівнює:

$$P_2 = Fap, \quad (3.21)$$

де F – площа поршня, м²;

a – Коефіцієнт що враховує зменшення робочої площі поршня;

p – Тиск нагнітання, Па. Якщо $a = 0,92$, то

$$P_2 = 1,256 \cdot 10^{-3} \cdot 0,92 \cdot 2 \cdot 10^6 = 2311 \text{ Н}$$

$$P_3 = (2,5 - 4) \cdot 2311 = (5777 - 9244) \text{ Н}$$

$$\sigma_z = \frac{9244}{\frac{3,14}{4} 0,01^2} \leq (0,5 - 0,7) \cdot 235 \cdot 10^6$$

$$\sigma_z = 118 \cdot 10^6 \text{ Па} \leq (117 - 164) 10^6 \text{ Па}$$

Крутний момент при зтягуванні:

$$M_{кр} \approx 0,07P_3 \cdot d_p, \quad (3.22)$$

де d_p – зовнішній діаметр різьби, м

$$M_{кр} \approx 0,07 \cdot 9244 \cdot 0,016 = 10,35 \text{ Нм}$$

Наведена напруга:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (3.23)$$

де $\tau_{кр}$ – тангенціальна напруга, Па

Тангенціальна напруга знаходиться по формулі:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d_{A-A}^3} \quad (3.24)$$

$$\tau_{кр} = \frac{10,35}{0,2 \cdot 0,016^3} = 12,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$\sigma_{np} = \sqrt{118^2 + 3 \cdot 12,6^2} = 141 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{np}} \geq 1,25 \div 1,5 \quad (3.25)$$

$$n = \frac{235}{141} = 1,6 \geq 1,25 \div 1,5$$

Запас міцності забезпечений.

3.2.2 Розрахунок штока на стійкість(повздожній вигин)

При розрахунку визначається запас стійкості:

$$K_r = \frac{P_{кр}}{P_{max}} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}} = 5 \dots 8, \quad (3.26)$$

де $P_{кр}$ – критична сила визначена по формулі Ейлера, Н;

P_{max} – Максимальна сила що стискає шток, Н;

$\sigma_{кр}$ – Критичне напруження, Па;

$\sigma_{сж}$ – Діюча напруга стискування, Па.

Критична сила:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot ET}{(vL^2)}, \quad (3.27)$$

де E - Модуль поздовжньої пружності, Н/м;

T - Момент інерції перетину штока, м³;

v - Коефіцієнт, що залежить від способу закріплення кінця штока: при шарнірному з'єднанні $v = 1$;

L - Довжина штока, $L=330$ мм

Для граничного випадку, коли $\sigma_{кр} = \sigma_{пр}$ (межа пропорційності), умова застосування формули Ейлера:

$$\lambda = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_{пр}}}, \quad (3.28)$$

де $\sigma_{пр}$ – межа пропорційності, Н/м

$\lambda = \frac{vL}{r_u}$ – Гнучкість штука

$r_u = \sqrt{\frac{J}{f}}$ – Радіус перетину інерції (для кола $r_u = \frac{d}{4}$)

$$r_u = \frac{0,016}{4} = 0,004 \text{ м}$$

$$\lambda = \frac{1 \cdot 0,33}{0,0033} = 110$$

Якщо прийняти $\sigma_{пр} = 2500 \text{ кг}^2/\text{см}^2$ та $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг}^2/\text{см}^2$, то

$$\lambda = \frac{vL}{r_u} \geq 90 \quad (3.29)$$

У нашому випадку $\lambda = 110 > 90$

Тоді:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (3.30)$$

$$\sigma_{кр} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{110^2} 1711 \text{ кгс/см}^2 = 1,68 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Діюча напруга стиску:

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{max}}{f}, \quad (3.31)$$

де $f = \frac{\pi d^2}{4}$ Площа штоку, м²

Максимальна сила дорівнює:

$$P_{max} = P_p \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.32)$$

де P_p – максимальний тиск у насосі ($P_p = 1,2, P_H$), Па;

D – Діаметр поршня, м

$$P_{max} = 1,2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 3014,4 \text{ Н}$$

$$\sigma_{сж} = \frac{3014,4 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,012^2} = 26,7 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$K_y = \frac{1,68 \cdot 10^8}{26,7 \cdot 10^6} = 6,29$$

Умова стійкості:

$$5 < K_y < 8$$

$$5 < 6,29 < 8$$

3.3 Підбір електродвигуна

Підбір насоса:

$$H = V + \frac{10000}{\gamma} \cdot p, \quad (3.33)$$

де V – Вакуум метрична висота всмоктування, м;

p - Тиск нагнітання, кг/м²;

γ - Об'ємна вага рідини що перекачується, кг/м³;

Гідравлічний ККД насоса:

$$\eta_r = \frac{H}{H + k_r \cdot 2 \cdot H_K}, \quad (3.34)$$

де $k_r = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт враховуючи інші гідравлічні втрати в насосі, крім втрату клапанах (рівної $2H_K$, що якщо клапани її втрати в них однакові)

$\eta_r = 0,96 - 0,99$, Приймаємо $\eta_r = 0,97$

Механічний ККД насоса враховує втрати на тертя в опорах передачах, ущільненнях

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{подш}} \cdot \eta_{\text{з.п}} \cdot \eta_{\text{шток}} \cdot \eta_{\text{пор}}, \quad (3.35)$$

де $\eta_{\text{рем}}$ – ККД рекомендованої передачі;

$\eta_{\text{подш}}$ – ККД підшипників кочення;

$\eta_{з.п.}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_{пор}$ – ККД штока;

$\eta_{шток}$ – ККД поршня.

$$\eta_{мех} = 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 \cdot 0,975^2 \cdot 0,938^2 = 0,76$$

Об'ємний ККД дорівнює 0,983

Загальний ККД насоса:

$$\eta = \eta_{г} \cdot \eta_{о} \cdot \eta_{мех} \quad (3.36)$$

$$\eta = 0,99 \cdot 0,874 \cdot 0,76 = 0,66$$

Потужність тертя в ущільненні:

$$N_{шток} = P_y \frac{S \cdot n \cdot \pi}{60}, \quad (3.37)$$

де P_y – Сила тертя в ущільненні, Н;

S - Хід поршня, м;

n - Число обертів, об/хв.

$$N_{шток} = 50,64 \cdot 0,26 = 13,17 \text{ Вт}$$

Сила тертя в ущільненні:

$$P_{шток} = \pi \cdot d_{шт} \cdot p \cdot z \cdot l \cdot f \cdot k_y, \quad (3.38)$$

де $d_{шт}$ – Діаметр штока, м;

$z = 2$ - Число фактично працюючих кілець набивання;

$l = 0,7$ см Довжина кільця набивання;

$f = 0,03-0,1$ Коефіцієнт тертя;

$k_y = 1,1 - 1,2$ – Запасна випробування ущільнення.

$$P_y = 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,03 \cdot 1,2 = 50,64 \text{ Н}$$

Знаходимо $\eta_{\text{шток}}$

$$\eta_{\text{шток}} = 1 - \frac{N_{\text{шток}}}{p \cdot q_{\text{п}} \cdot n}, \quad (3.39)$$

де p – тиск, що створює насос, Па;

$q_{\text{п}}$ – подача, що створює один поршень за один хід, м³/ход;

n – число обертів, об/хв.

$$\eta_{\text{шток}} = 1 - \frac{13,17 \cdot 60}{2 \cdot 10^6 \cdot 5,65 \cdot 10^{-5} \cdot 113,5} = 0,938$$

Сила тертя в поршні:

$$N_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot v, \quad (3.40)$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя поршневих кілець, Н.

$$N_{\text{тр}} = 20 \cdot 0,26 = 5,35 \text{ Вт}$$

Швидкість рідини:

$$v = r \cdot \omega, \quad (3.41)$$

де r – радіус кривошипа, мм;

ω – колова швидкість, c^{-1}

$$v = \frac{45}{2} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{113,5}{60} \cdot 10^{-3} = 0,26 \text{ м/с}$$

Знаходимо $\eta_{\text{пор}}$

$$\eta_{\text{пор}} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{p \cdot q_{\text{п}} \cdot n} \quad (3.42)$$

$$\eta_{\text{пор}} = 1 - \frac{5,35 \cdot 60}{2 \cdot 10^6 \cdot 5,65 \cdot 10^{-5} \cdot 113,5} = 0,975$$

Знайдемо втрати по довжині каналу:

$L_1 = 111 \text{ мм}$

Швидкість в трубопроводі

$$v_1 = \frac{q_{\text{п}} \cdot n}{a \cdot c} \quad (3.43)$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 113,5 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 17 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 60} = 0,157 \text{ м/с}$$

Втрати в насосі по довжині каналу:

$$h_{\text{втр}} = \lambda \frac{l}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (3.44)$$

де l – довжина каналу;

d_1 – діаметр каналів;

v – швидкість рідини;

λ – коефіцієнт стиснення потоку.

$$h_{\text{втр}} = 0,0345 \cdot \frac{0,111}{0,0059} \cdot \frac{0,157^2}{2 \cdot 9,81} = 0,00082$$

Коефіцієнт стиснення потоку:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (3.45)$$

де Re – число Рейнольдса

$$\lambda = \frac{64}{1852} = 0,0345$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\vartheta}, \quad (3.46)$$

де ϑ – в'язкість рідини

$$Re = \frac{0,157 \cdot 0,0059}{1 \cdot 10^{-6}} = 1852$$

Діаметр каналів:

$$d_1 = \frac{S}{\Pi} = \frac{d \cdot e}{2 \cdot (a + e)}, \quad (3.47)$$

де S – площа каналу;

Π – периметр каналу.

$$d_1 = \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 17 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (40 \cdot 10^{-3} + 17 \cdot 10^{-3})} = 0,0059\text{м}$$

Втрати на поворотах (враховуються три поворота):

$$\sum \xi_{\text{пов}} = 1,2 \cdot 3 = 3,6$$

Місцеві втрати:

$$\Delta h_{\text{пов}} = \sum \xi_{\text{пов}} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (3.48)$$

$$\Delta h_{\text{пов}} = 3,6 \cdot \frac{0,157^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0045\text{м}$$

Втрати в клапанах:

$$\Delta p_{\text{к.о}} = \Delta p_{\text{к}} = 503,18 \cdot \Delta h_{\text{пов}} \cdot \rho \cdot g \quad (3.49)$$

$$\Delta h_{\text{втр. клап}} = \frac{503,18}{1000 \cdot 9,81} = 0,0513\text{м}$$

Втрати на вході та виході:

$$\Delta h_{\text{вх вих}} = (\xi_{\text{рр}} + \xi_{\text{рс}}) \cdot \frac{[v^2]}{2g} \quad (3.50)$$

$$\Delta h_{\text{вх вих}} = (0,5 + 1) \cdot \frac{[1,528^2]}{2 \cdot 9,81} = 0,1785\text{м}$$

Сумарні втрати:

$$\sum h_{\text{втр}} = 4 \cdot (h_{\text{втр}} + \Delta h_{\text{пов}} + \Delta h_{\text{втр клап}}) + \Delta h_{\text{вх вих}} \quad (3.51)$$

$$\sum h_{\text{втр}} = (0,00082 + 0,0045 + 0,0513) + 0,1785 = 0,235\text{м}$$

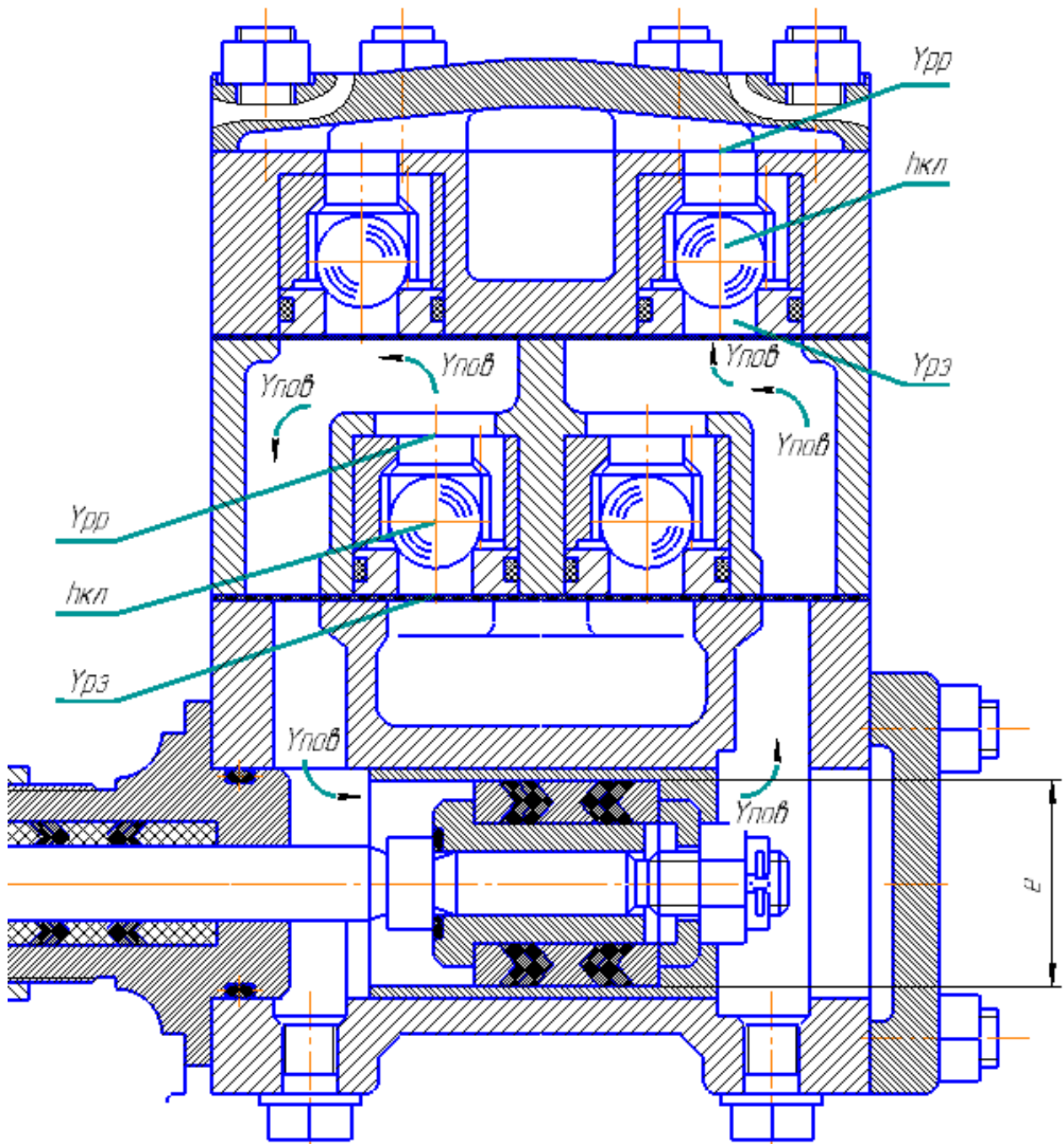


Рисунок 2.5 – Втрати повороти, звуження та розширення потоку.

Знайдемо гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{P - \sum h_{\text{втр}} \cdot \rho \cdot g}{P}, \quad (3.52)$$

де P – тиск, що створює насос;

$\sum h_{\text{втр}}$ – сума втрат в насосі.

$$\eta_{\Gamma} = \frac{2 \cdot 10^6 - 0,258 \cdot 1000 \cdot 9,81}{2 \cdot 10^6} = 0,99$$

Потужність створення тиску:

$$N_y = k \frac{Q \cdot \Delta P}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.53)$$

де $k=1,2-1,25$ - коефіцієнт запасу, що враховує можливість роботи насоса з перевантаженням по тиску;

Q - Витрата насоса, м³/с;

H - Напір насоса в м ст. р.

Необхідна потужність електродвигуна:

$$N_y = 1,2 \frac{1,41 \cdot 2 \cdot 10^6}{3600 \cdot 0,66} = 1,42 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун 4А80В4 ($N_e = 1,5 \text{ кВт}$, $n = 1500 \text{ об/хв}$)

Розрахунок основних параметрів привода

Призначаємо орієнтовні передаточні числа передач привода:

- для пасової передачі $u_{\text{п}} = 2$;

- для редуктора (зубчастої циліндричної прямозубої передачі) $u_{\text{зп}} = 5$;

Визначаємо орієнтовну потрібну частоту обертання вала електродвигуна:

$$n_{\text{дв.потр}} = n_6 \cdot u_{\text{п}} \cdot u_{\text{зп}} \quad (3.54)$$

$$n_{\text{дв.потр}} = 113,5 \cdot 2 \cdot 5 = 1135 \text{ об/хв.}$$

Вибираємо найближчий за стандартом двигун 4А80В4 з потужністю $P_{\text{дв}} = 1,5$ кВт, синхронною частотою обертання $n_c = 1500$ об/хв, відносним ковзанням $S = 5,8\%$.

Визначаємо номінальну (асинхронну) частоту обертання вала двигуна:

$$n_{\text{ном}} = n_1 = n_c(1 - S) \quad (3.55)$$

$$n_{\text{ном}} = 1500 (1 - 0,058) = 1413 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо кутову швидкість вала двигуна:

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_1}{30} \quad (3.56)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 1413}{30} = 147,9 \text{ рад/с.}$$

Визначаємо загальне передаточне число привода:

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_1}{n_5} \quad (3.57)$$

$$u_{\text{пр}} = \frac{1413}{113,5} = 12,45$$

Уточнюємо передаточні числа передач:

- для редуктора $u_{zn} = 5$;

Тоді передаточне число пасової передачі:

$$u_n = \frac{u_{np}}{u_{zn}} \quad (3.58)$$

$$u_n = \frac{12,45}{5} = 2,49.$$

Визначаємо основні параметри привода: частоту обертання n ; кутову швидкість ω ; потужність P ; момент обертання T .

$$n_1 = 1413 \text{ об/хв};$$

$$\omega_1 = 147,9 \text{ рад/с};$$

$$P_1 = 1,5 \text{ кВт};$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{147,9} = 10,14 \text{ Н м}.$$

Розрахунок клинопасової передачі

При потужності на ведучому валу передачі $P_1 = 1,42$ кВт і частоті обертання $n_1 = 1413$ об/хв вибираємо за номограмою 7.3 переріз клинового паса Б.

Визначаємо діаметр малого (ведучого) шківів d_1

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1}, \quad (3.59)$$

де $T_1 = 10,14 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – обертальний момент на ведучому шківі передачі.

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{10,14 \cdot 10^3} = 64,9 \div 86,6 \text{ мм},$$

Отриманий результат округлюємо до стандартного значення $d_1 = 80$ мм, що більше мінімально допустимого.

Визначаємо діаметр веденого шківa d_2

$$d_2 = d_1 \cdot u_n \quad (3.60)$$

$$d_2 = 80 \cdot 2,49 = 199,2 \text{ мм}$$

Округлюємо до стандартного значення $d_2 = 200 \text{ мм}$.

Визначаємо фактичне передаточне число пасової передачі u_n

$$u_n = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)], \quad (3.61)$$

де $\varepsilon = 0,01$ – коефіцієнт пружного ковзання.

$$u_n = 200 / [80(1 - 0,01)] = 2,525 \quad (3.62),$$

Визначаємо фактичну кутову швидкість обертання веденого вала пасової передачі ω_2 :

$$\omega_2 = \omega_1 / u_n, \quad (3.63)$$

де $n_2 = n_1 / u_n = 1444,5 / 2,545 = 567,5 \text{ об/хв}$;

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 567,5}{30} = 59,4 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = 147,9 / 2,525 = 58,57 \text{ рад/с}.$$

Відхилення кутової швидкості веденого вала $\Delta\omega$ від попереднього значення:

$$\Delta\omega = \frac{59,4 - 58,57}{59,4} \cdot 100\% = 1,4\%,$$

що не перевищує $\pm 3\%$.

Визначаємо попередню оптимальну міжосьову відстань передачі

$$a = 1 \cdot d_2 \quad (3.64)$$

$$a = 1 \cdot 200 = 200 \text{ мм.}$$

Визначаємо необхідну довжину паса L :

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / (4 \cdot a) \quad (3.65)$$

$$L = 2 \cdot 200 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot (80 + 200) + (200 - 80)^2 / (4 \cdot 200) = 857,6 \text{ мм.}$$

Розраховане значення округлюємо до найближчого стандартного значення $L = 850$ мм, вказаного в табл. 7.7 (умовне позначення паса перерізу Б довжиною $L = 850$ мм: Пас Б–2240 ГОСТ 1284.1-89).

Уточнена міжосьова відстань:

$$a = 0,25 \left[L - w + \sqrt{(L - w)^2 - 2y} \right], \quad (3.66)$$

$$\text{де } w = 0,5 \cdot \pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot \pi(80 + 200) = 439,6 ;$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (200 - 80)^2 = 14400.$$

$$a = 0,25 \left[850 - 439,6 + \sqrt{(850 - 439,6)^2 - 2 \cdot 14400} \right] = 196 \text{ мм},$$

Визначаємо швидкість пасів V :

$$V = \pi \cdot n_1 \cdot d_1 / (60 \cdot 1000) \quad (3.67)$$

$$V = 3,14 \cdot 80 \cdot 1413 / 60000 = 5,9 \text{ м/с}.$$

Перевіряємо довговічності пасів за частотою пробігів:

$$n_{\text{проб}} = V/L = 5,9/1,25 = 4,72 \text{ с}^{-1} < [n_{\text{проб}}] = (15 \div 20) \text{ с}^{-1}.$$

Умова виконана.

Визначаємо кут обхвату пасом ведучого (меншого) шківів α_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - (d_2 - d_1) \cdot 57/a \quad (3.68)$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - (200 - 80) \cdot 57/196 = 145^\circ$$

Умова $\alpha_1 = 145^\circ \geq \alpha_{\text{min}} = 120^\circ$ виконана.

Вибираємо коефіцієнти умов експлуатації пасової передачі:

- коефіцієнт динамічності і режиму роботи $C_p = 1,1$ за таблицею 7.10;
- коефіцієнт довжини паса $C_L = 1,03$ при $L = 1250$ мм і перерізі паса Б за таблицею 7.9;
- коефіцієнт кута обхвату $C_\alpha = 0,89$ при $\alpha_1 = 143^\circ$;
- коефіцієнт кількості пасів $C_z = 0,9$ при $z = 4 - 6$.

Визначаємо за таблицею 7.8 розрахункове значення допустимої потужності на один пас $P_0 = 1,95$ кВт.

Визначаємо необхідну кількість пасів передачі z :

$$z = P_1 \cdot C_P / (P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z) \quad (3.69)$$

$$z = 1,5 \cdot 1,1 / (1,95 \cdot 1,03 \cdot 0,89 \cdot 0,9) = 1.$$

Так як робочу точку насоса можна регулювати, а при збільшенні подачі та тиску потужність також збільшується, то приймаємо число пасів $z = 3$.

Визначаємо початковий натяг одного паса F_0 :

$$F_0 = 850 \cdot P_1 \cdot C_P \cdot C_L / (z \cdot V \cdot C_\alpha) + \theta \cdot v^2, \quad (3.70)$$

де $\theta = 0,18 \text{ Н с}^2/\text{м}^2$ – коефіцієнт для паса з перерізом Б.

$$F_0 = 850 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 1,03 / (1 \cdot 5,9 \cdot 0,89) + 0,18 \cdot 5,9^2 = 281,37 \text{ Н},$$

Визначаємо навантаження на вали передачі F_B :

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2) = 2 \cdot 281,37 \cdot 1 \cdot \sin(145^\circ/2) = 536,69 \text{ Н}.$$

3.4 Розрахунок зубчастієї передачі

При розрахунку зубчастієї передачі потрібно врахувати, що крутний момент на валу насоса змінюються відповідно до діаграми подачі. Коефіцієнт потужності:

$$K_N = \frac{Q_{max}}{Q_\phi} = \frac{FR\omega}{\frac{2FSn}{60}} = \frac{2 \cdot 30}{2 \frac{Sn}{60}} = \frac{\pi}{2} \quad (3.71)$$

Пару зубчастих коліс розраховуємо на потужність:

$$N = K_N \cdot N_e \quad (3.72)$$

$$N = \frac{3,14}{2} 1,5 = 2,36 \text{ кВт}$$

Передаточне число зубчастої передачі:

$$u = \frac{n_e}{n}, \quad (3.73)$$

де n_e – число оборотів електродвигуна, об/хв;

n - Число подвійних ходів, об/хв

$$u = \frac{567,5}{113,5} = 5$$

Обираємо матеріал зубчастих пар: для шестерні- сталь 45, термічна обробка - поліпшення, твердість HB230; для колеса- сталь 45, термічна обробка- поліпшення, Твердість HB200. Контактну напругу, що допускається, розрахуємо для колеса

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} \cdot \frac{K_{HL}}{[S_H]} \text{ МПа}, \quad (3.74)$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної тривалості при базовому числі циклів, Для вуглецевих сталей із твердістю поверхні зубів менше HB350 і термічною обробкою (поліпшення)

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа},$$

де K_{HL} – Коефіцієнт довговічності, при числі циклів навантаження більше базового

$[S_H] = 1,1$ – Коефіцієнт безпеки

$$[\sigma_H] = 470 \cdot \frac{1}{1,1} = 427,3 \text{ МПа}$$

Міжосьова відстань з умови контактної витривалості:

$$a_\omega = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (3.75)$$

де $K_a = 49,5$ – Для прямозубих передач;

$i=5$ - Передаточне число зубчастої передачі;

T_2 – Обертаючий момент на тихохідного валу, Нм;

$K_{H\beta}$ – Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, для зубів що протираються $K_{H\beta} = 1$;

ψ_{ba} – Коефіцієнт чорниці по міжосьовий відстані для шестерні, розташовані симетрично щодо опор у проєктованих нестандартних редукторах $\psi_{ba} = 0,28 \dots 0,36$

Обираємо $\psi_{ba} = 0,28$

Обертаючий момент:

$$T_2 = \frac{30N}{\pi \cdot n_B} \quad (3.76)$$

$$T_2 = \frac{30 \cdot 2,36 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 567,5} = 39,7 \text{ Нм}$$

$$a_\omega = 49,5 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{39,7 \cdot 10^3 \cdot 1}{427,3^2 \cdot 5^2 \cdot 0,28}} = 93,36 \text{ мм}$$

За ГОСТ 2185-66 приймаємо $a_\omega = 100 \text{ мм}$

Приймаємо модуль по наступній рекомендації:

$$m = (0,01 - 0,02)a_{\omega} \quad (3.77)$$

$$m = (0,01 - 0,02)100 = 1 \dots 2\text{мм}$$

Приймаємо За ГОСТ 5963-60 $m = 1,25\text{мм}$ сумарне число зубів

$$z_{\Sigma} \frac{2a_{\omega}}{m} \quad (3.78)$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 100}{1,25} = 160$$

Визначимо число зубів шестерні і колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{(u + 1)} \quad (3.79)$$

$$z_1 = \frac{160}{(5 + 1)} = 27$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 \quad (3.80)$$

$$z_2 = 160 - 27 = 133$$

Уточнення передаточного числа:

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.81)$$

$$u_{\phi} = \frac{133}{27} = 4,9$$

Перевіримо відхилення u_ϕ від u

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\% \quad (3.82)$$

$$\Delta u = \frac{|4,9 - 5|}{5} 100\% = 2\% \leq 4\%$$

Дана умова виконується.

Визначимо основні розміри шестерні і колеса.

Діаметр ділительний:

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (3.83)$$

$$d_1 = 1,25 \cdot 27 = 33,75 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (3.84)$$

$$d_2 = 1,25 \cdot 133 = 166,25 \text{ мм}$$

Перевірка:

$$a_\omega = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.85)$$

$$a_\omega = \frac{33,75 + 166,25}{2} = 100$$

Діаметри вершин зубів:

$$d_{a1} = 2m + d_1 \quad (3.86)$$

$$d_{a1} = 33,75 + 2 \cdot 1,25 = 36,25 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 2m + d_2 \quad (3.87)$$

$$d_{a2} = 166,25 + 2 \cdot 1,25 = 168,75 \text{ мм}$$

Діаметр впадин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m \quad (3.88)$$

$$d_{f1} = 33,75 - 2,4 \cdot 1,25 = 30,75 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m \quad (3.89)$$

$$d_{f2} = 168,25 - 2,5 \cdot 1,25 = 165,25 \text{ мм}$$

Ширина колеса:

$$b_2 = a_\omega \cdot \psi_{ba} \quad (3.90)$$

$$b_2 = 100 \cdot 0,28 = 28 \text{ мм}$$

Ширина шестерні:

$$b_1 = b_2 + 4 \text{ мм}$$

$$b_1 = 28 + 4 = 32 \text{ мм}$$

Перевірка контактних напруг:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_1(u+1)}{b_2 d_2}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} < [\sigma_H], \quad (3.91)$$

де $K = 436$ – Допоміжний коефіцієнт;

F_1 – Окружна сила в зачепленні, Н;

$K_{H\alpha} = 1$ – Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба;

$K_{H\beta} = 1$ – Коефіцієнт що враховує розподіл навантаження між зубами;

$K_{H\nu} = 1.16$ – Коефіцієнт динамічного навантаження

Окружна сила, щодіє в зачепленні:

$$F_t = 2T_2/d_2 \quad (3.92)$$

$$F_t = 2 \cdot 39,7 \cdot 10^3 / 166,25 = 477,59 \text{ Н}$$

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{477,59(4,9+1)}{166,25 \cdot 28}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,16 = 306,15 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 427,3 \text{ МПа}$$

Перевіряємо зуби на витривалість по напругах вигину:

$$\sigma_F = F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} / b \cdot m_n \leq [\sigma_F], \quad (3.93)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба, при $Y_F = 4,28$ $z_1 = 27$

при $Y_F = 3,6$ $z_2 = 133$;

K_F – Коефіцієнт навантаження

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}, \quad (3.94)$$

де $K_{F\beta} = 1$ – коефіцієнт концентрації навантаження;

$K_{Fv} = 1,38$ – Коефіцієнт динамічності

$$K_F = 1 \cdot 1,38 = 1,38$$

Визначаємо допустимі напруження на вигідних для шестерні і коліс:

$$[\sigma_F] = \sigma_{Flimb}^0 / [S_F] \text{ МПа,} \quad (3.95)$$

де σ_{Flimb}^0 – коефіцієнт витривалості для сталі 45 поліпшеної твердості $HB \leq$

$$350 \sigma_{Flimb}^0 = 1,8HB$$

$[S_F]$ – Коефіцієнт безпеки

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]'' , \quad (3.96)$$

де $[S_F]' = 1675$ – Для сталі 45 поліпшеної при твердості $HB180 -$

$$350 \sigma_{Flimb}^0 = 1,8HB$$

$[S_F]'' = 1$ – Для компанії штамповані

$$[S_F] = 1,75 \cdot 1 = 1,75$$

Для шестерні:

$$[\sigma_{F1}] = 1,8 \cdot 230 / 1,75 = 236,6$$

Для колеса:

$$[\sigma_{F1}] = 1,8 \cdot 200 / 1,75 = 205,7$$

Знаходимо відношення $[\sigma_F]/Y_F$

Для шестерні $236,6/4,28=55,3\text{МПа}$

Для колеса $205,7.3,6=57,1\text{МПа}$

$$\sigma_{F2} = \frac{477,59 \cdot 3,6 \cdot 1,38}{28 \cdot 1,25} = 67,79\text{МПа} < [\sigma_{F2}] = 205,7\text{МПа}$$

Умова міцності виконується.

Примітка: якщо при перевірконого розрахунку σ_F значно менше $[\sigma_F]$ то це припустимо тому що навантажувальна здатність більшості зубчастих передач не обмежується контактної міцності.

3.5 Розрахунок та вибір підшипників

3.5.1 Вибір підшипників на яких розташовані вали

Більш напружений вал – відомий. Отже розрахунок будемо вести саме для нього. На вал діють дві сили, які викликані тиском, що діє на поршень з розрахункових це сила $P=3014,4\text{Н}$

Так як цих сил дві то рівнодіюча буде рівною $P_{\text{рів}}=6028,8$ і прикладена посередині вала, так як опори дві і вони розташовані на різних відстанях від центра вала, то сила що діє на кожну з опор дорівнює $P=3014,4\text{Н}$

Визначимо мінімальний діаметр вала з розрахунку на чисте скорочення по найменшому допустимому напруженню (без згину)поформулі:

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}} \quad (3.97)$$

$$[\tau_{\text{кр}}] = 20\text{МПа}$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 39,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 20,16 \quad (3.98)$$

Приймаємо стандартне значення $d_{min} = 20\text{мм}$

Призначаємо $d_n = 20\text{мм}$ вибираємо з технічної точки зору підшипники роликові конічні однорядні середньої широкої серії $\alpha = 11 - 16^\circ$ ГОСТ 7604

Грузопідйомність:

Динамічна $C = 31,5 \cdot 10^3 \text{Н}$;

Статична $C = 22 \cdot 10^3 \text{Н}$

Перевіримо грузопідйомність підшипників та їх довговічність

Знаходимо еквівалент навантаження на підшипник по формулі:

$$P_3 = V F_r K_\sigma K_T, \quad (3.99)$$

де $F_r = P = 3014,4 \text{Н}$;

$K_\sigma = 1,4$ – Коефіцієнт умови роботи підшипника для редуктора усіх конструкцій при роботі товчками;

$K_T = 1$ – Температурний коефіцієнт для температури менше 125°C ;

$V = 1$ – При обертання внутрішнього кільця

Отже маємо:

$$P_3 = 1 \cdot 3014,4 \cdot 1,4 \cdot 1 = 4220,2 \text{Н}$$

Визначаємо довговічність підшипників в мільйонах обертів:

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^P, \quad (3.100)$$

де C – Динамічна грузопідйомність

$P=10/3$ Для роликкових підшипників

$$L = \left(\frac{31500}{4220,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 807 \text{ млн. об}$$

Визначаємо довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^3 \cdot 807}{60 \cdot 113,5} = 118502 \text{ год}$$

По ГОСТ 16162-85 довговічність підшипників

$$[L_h] = 10000 \text{ ч}$$

$$L > [L_h]$$

Точність і роботоздатність підшипників виконана.

3.5.2 Вибір підшипників на яких розташовані шатуни

На що тут діє сила яка викликає тиск, що діє на поршень з розрахункврю силою $P=3014,4\text{Н}$

Діаметр ексцентрика на якому розташований підшипник $d=80\text{мм}$ призначаємо $d_{\text{п}}=80\text{мм}$ вибираємо з технологічної точки зору підшипники шарикові однорядні особливо легкої серії 116.

Грузопідйомність:

$$\text{Динамічна } C = 47,7 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$\text{Статична } C = 31,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Перевіримо грузопідйомність підшипників та їх довговічність

Знаходимо еквівалентнунагрузку, що діє на підшипники по формулі:

$$P_3 = VF_r K_\sigma K_T, \quad (3.101)$$

де $F_r = P = 3014,4\text{Н}$;

$K_\sigma = 1,4$ – Коефіцієнт умови роботи підшипника для редуктора усіх конструкцій при роботі товчками;

$K_T = 1$ – Температурний коефіцієнт для температури менше 125°C ;

$V = 1$ – При обертання внутрішнього кільця

Отже маємо:

$$P_3 = 1 \cdot 3014,4 \cdot 1,4 \cdot 1 = 4220,2\text{Н}$$

Визначаємо довговічність підшипникі в вільйонахобертів:

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^P, \quad (3.102)$$

де C – Динамічна грузопідйомність

$P=10/3$ Для роликкових підшипників

$$L = \left(\frac{47700}{4220,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 1444 \text{ млн. об}$$

Визначаємо довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^3 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^3 \cdot 1444}{60 \cdot 113,5} = 212041 \text{ год}$$

По ГОСТ 16162-85 довговічність підшипників

$$[L_h] = 10000 \text{ ч}$$

$$L > [L_h]$$

Точність і роботоздатність підшипників виконана

3.6 Розрахунок болтових з'єднань

Кріплення кришок розраховується на розтягнення від сили P_6 що складається з двох сил.

Сила P_1 від тиску рідини:

$$P_1 = 2 \cdot p \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (3.103)$$

де 1,2 – коефіцієнт, що враховує пульсацію тиску нагнітання p у насосі її можливість роботи насоса з деяким переважанням по тиску до моменту спрацювання запобіжного клапана

$$P_1 = 2 \cdot 2 \cdot 10^6 \frac{3,14 \cdot 0,060^2}{4} = 11304 \text{Н}$$

Сили P_2 від попереднього затягування площини прокладки:

$$P_2 = t r \pi d_{\text{cp}} b, \quad (3.104)$$

де t – коефіцієнт прокладки, що залежить від матеріалу прокладки;

d_{cp} – Середній діаметр прокладки, м;

b – Ширина прокладки з паронітузгіднотаблиці

Ширина прокладки $b = 11 \text{мм}$

$$d_{\text{cp}} = \frac{1}{2} (d_1 + d_2) \quad (3.105)$$

$$d_{\text{cp}} = \frac{1}{2} (76 + 60) = 68 \text{мм}$$

$$P_2 = 1,2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,068 \cdot 0,011 = 5636,9\text{Н}$$

Сумарна сила на болоті $P_6 = P_1 + P_2$

$$P_6 = 11304 + 5636,9 = 16940,9\text{Н} = 16,9\text{кН}$$

Для кріплення кришок гідроциліндрів обираємо шпильки М10х1,5 – 6 штук перевіряємо максимально припустима відстань між шпильками які для забезпечення щільного з'єднання визначається по формулі:

$$t = 2d_6 \frac{6h_\phi}{m + 0,5}, \quad (3.106)$$

де d_6 – Діаметр болта, см;

h_ϕ – Товщина фланця, см

$$t = 2 \cdot 10 \cdot \frac{6 \cdot 0,9}{1,2 + 0,5} = 8,64\text{см}$$

4 Розрахунок проточної частини шляхом дослідження

4.1 Проблеми поршневого насоса та ідеї по його вдосконаленню

В результаті дослідження проточної частини поршневого насоса постала ідея вдосконалити поршень.

Поршень – це робочий орган насоса, за допомогою якого він перекачує рідину. На (рис. 4.1а) представлений стандартний вид поршня. На відміну від стандартного поршня вдосконалений поршень (рис 4.1б) має в своєму складі менше деталей та менші габаритні розміри.

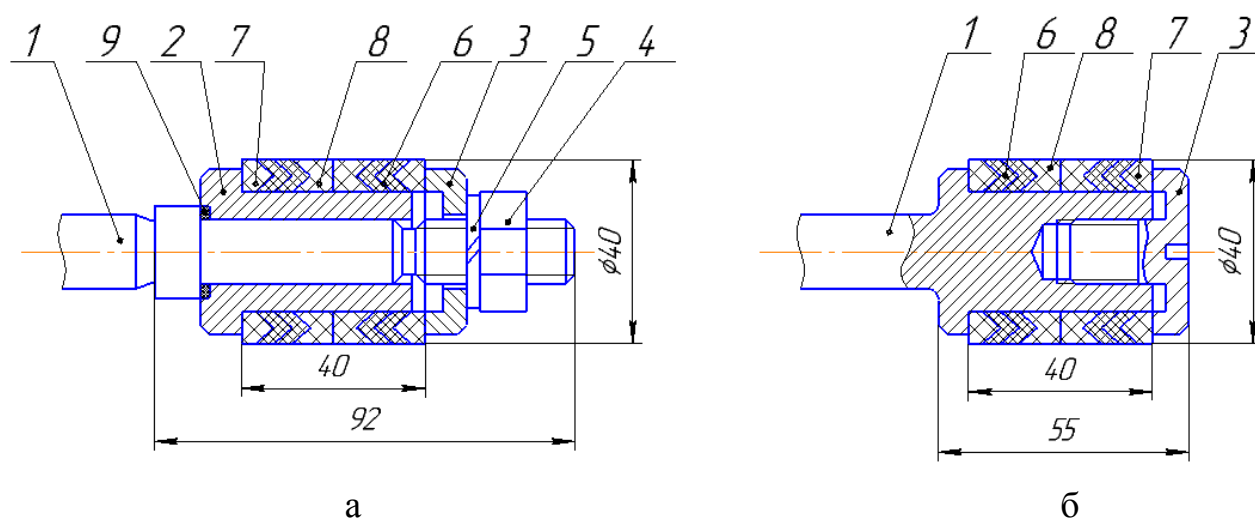


Рисунок 4.1 – Поршні насоса: 1- шток; 2 - поршень; 3 - кришка поршня; 4 - гайка; 5 - гровер; 6 - манжета; 7 - натискне кільце; 8 - опорне кільце; 9 - ущільнювальне кільце.

Вдосконалений поршень має мінімум деталей, що дозволяє зменшити його собівартість, та час виготовлення. Замість гровера можна використовувати компаунд для фіксації різі, який нічим не поступається гроверам. Цим компаундом оброблюється різь перед її загвинчуванням. Після загвинчування потрібно зачекати 5 хвилин поки компаунд розшириться, й зафіксує різь. Хоча потреба в компаунді зникає, тому, що манжети в даному поршні мають декілька призначень. Перше призначення – ущільнення між поршнем та втулкою блоку циліндрів, яке зменшує

об'ємні втрати в насосі. Друге призначення – манжети працюють як гровер постійно фіксуючи різь.

За рахунок зменшення габаритних розмірів поршня з'явилася змога вдосконалити проточну частину насоса..

На (рис. 4.2) як ми бачимо відображено насос зі стандартним поршнем. Поршень знаходиться в крайньому правому та лівому положеннях. В лівому положенні поршень через свою конструкцію (А) не може повністю ходити по своєму каналу, й залишається деяке місце (Б). В крайньому правому положенні в блоці гідроциліндрів є вихід для поршня карман (В). Це все збільшує шкідливий простір, та гідравлічні втрати.

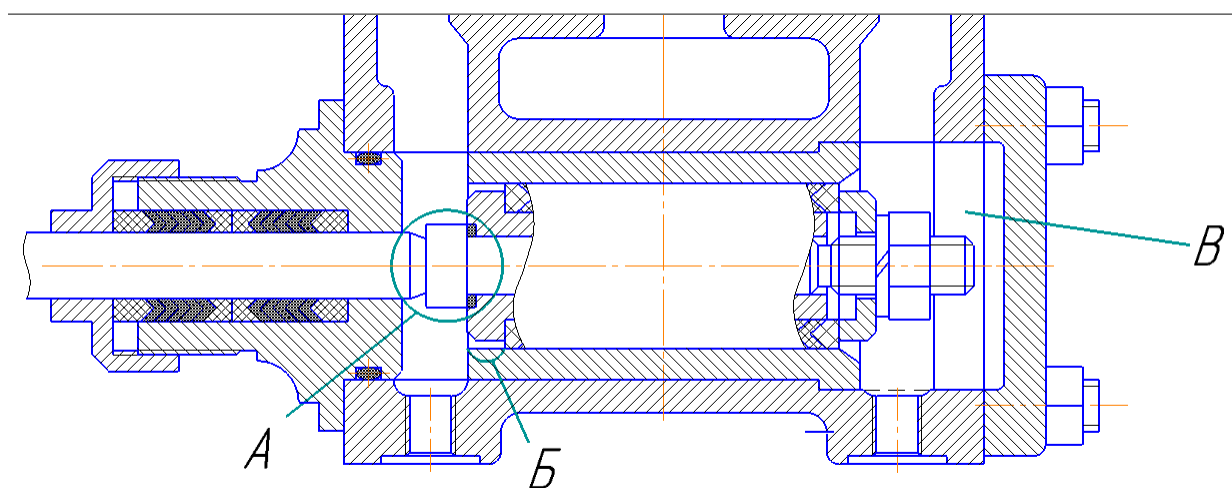


Рисунок 4.2 – насос зі стандартним поршнем.

Поршневий насос зазвичай перекачує рідину з температурою 70°C . Ця рідина більш схильна до кавітації при зниженні тиску. Тому, щоб підвищити кавітаційні властивості насоса потрібно зменшити гідравлічні втрати.

На (рис. 3.3) зображений насос із вдосконаленим поршнем. Цей поршень не має частин, що виступають за його межі. Тим самим в крайньому правому положенні вихід для поршня нам не потрібний (Г). Через конструкцію поршня в крайньому лівому положенні можемо побачити, що поршень повністю ходить по своєму каналу (Д). Це дає змогу зменшити шкідливий простір. Для ще більшого зменшення шкідливого простору ми можемо змінити канали по яким надходить

перекачуємо рідина (Е, Є). Це дає змогу також зменшити габаритні розміри насоса, його вагу та матеріал для виготовлення.

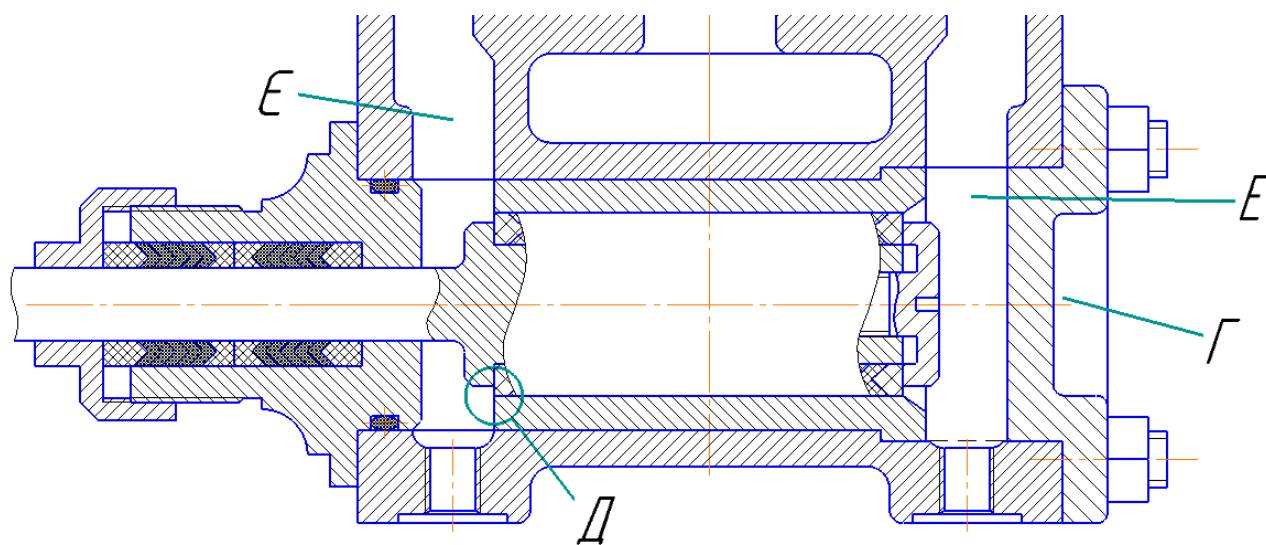


Рисунок 4.3 - Насос із вдосконаленим поршнем.

Для зменшення гідравлічних втрат було запропоновано змінити кришку блоку гідроциліндрів зменшуючи цим гідравлічні втрати.

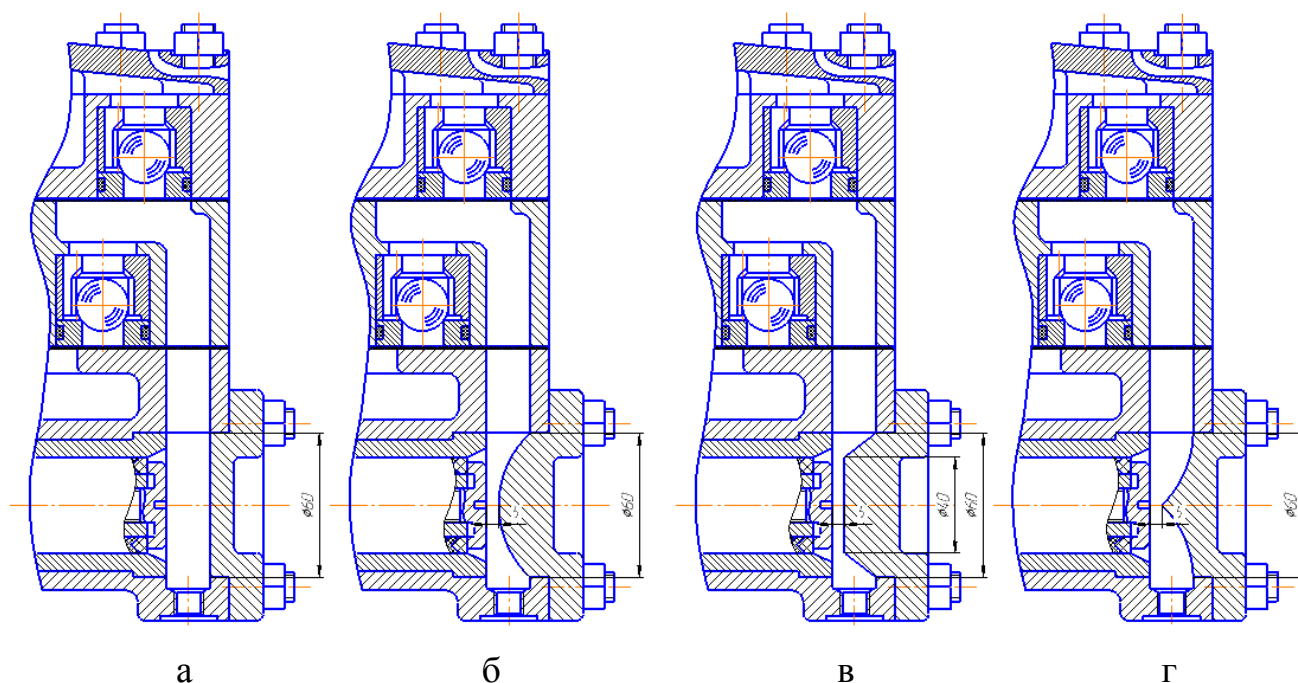


Рисунок 4.4 – види кришок: а – плоска; б- сфера; в – трапеція; г – конус.

Запропоновані такі види кришок плоска, сфера, трапеція, конус. Для знаходження гідравлічних втрат використовувалася програмний модуль ANSYS SFX університетської версії.

4.2 Методика дослідження

В основу даного програмного продукту закладений метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [12,13]: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження.

Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища - рівнянь Нав'є-Стокса (4.1) і рівняння нерозривності (4.2) [14]. Рівняння представлені в скороченому вигляді ($i, j = 1-3$), передбачається підсумовування за однаковими індексами.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (4.2)$$

де, x_i, x_j - вісі координат;

f_i - компонент, що виражає дію масових сил.

У якості граничних умов, задається умова «прилипання» на твердих стінках (швидкість дорівнює нулю), розподіл усіх складових швидкості у вхідному перерізі, і рівність нулю перших похідних (у напрямку течії) складових швидкості у вихідному перерізі.

Течія у проточній частини гідромашин, як правило, є турбулентною. Безпосереднє її моделювання шляхом чисельного рішення рівнянь Нав'є-Стокса, записаних для миттєвих швидкостей, є вкрай складним завданням, крім того, інтерес представляють, як правило, не миттєві, а осереднені за часом значення швидкостей. Тому моделювання турбулентних течій виконувалося з використанням рівнянь Рейнольдса (4.3) замість рівнянь (4.1):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (4.3)$$

де $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осереднені за часом значення швидкості;

$\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсаційні складові швидкості.

Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася k-ε моделі турбулентності. При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, які описують перенос відповідно кінетичної енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε (4.2), (4.3).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (4.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (4.5)$$

де $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії к.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}. \quad (4.6)$$

Параметри ε и μ_t визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (4.7)$$

4.3 Розробка геометричної моделі

При проведенні чисельного дослідження були прийняті наступні допущення:

- потік на вході в розрахункову область є вісесиметричним;
- вплив витоків в проточній частині відсутній.

Чисельні дослідження проводилися на базі проточної частини поршневого насоса, $Q_{\text{ном}} = 1,1756 \text{ м}^3/\text{год}$, при $Q/Q_{\text{ном}} = 0,8; 0,9; 1; 1,1; 1,2; 1,4$ при температурі рідини 20°C . Для нагляду зміни гідравлічних втрат для кожної фігури було зроблено шість розрахунків, де кожен розрахунок мав декілька подач. Ці розрахунки дають уявлення при якій подачі та форми кришки будуть оптимальні параметри. Та подальше застосування цього нововведення для інших поршневих насосів з іншими параметрами.

Проведення чисельного моделювання у рамках даного дослідження складалося з декількох етапів: підготовки рідинної тривимірної геометричної моделі, побудови розрахункової сітки, введення вихідних даних для розрахунку і власне розрахунку. На першому етапі, реалізація якого проводилася в програмному продукті КомпасV15 створювалися геометричні моделі, які імітували об'єм рідини в каналах проточної частини поршневого насоса (рис. 4.5).

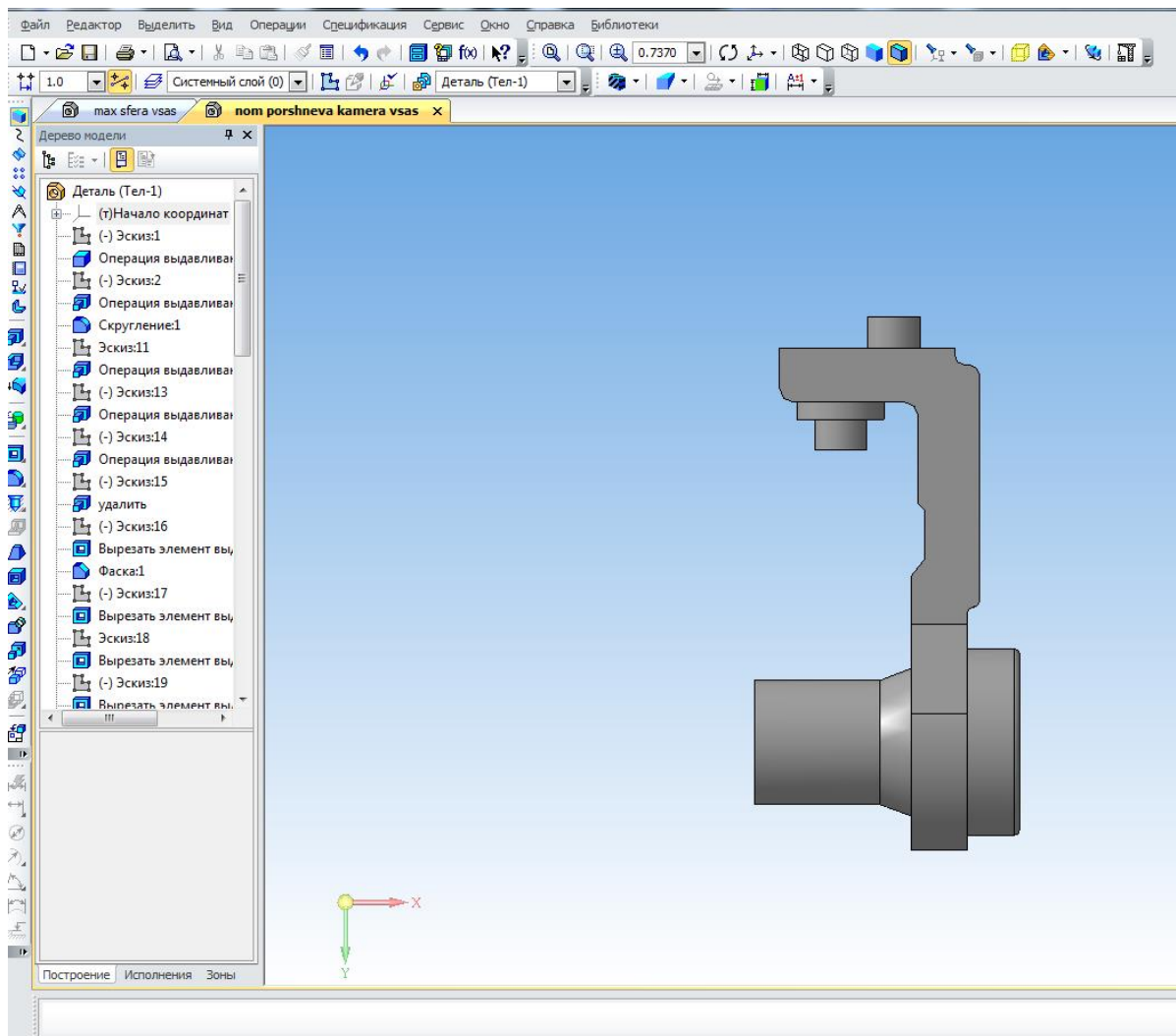


Рисунок 4.5 – Геометрична модель імітованої рідини

Після створення моделі потрібно подовжити ділянки на вході та виході в усіх моделях. Це робиться для того, щоб програма мала змогу створити та сконструювати потік, а також створити граничні площі подалі від входу в розрахункову область та виходу з неї. Так як граничні стінки входу та вихіда можуть впливати на подальші розрахунки (рис. 4.6).

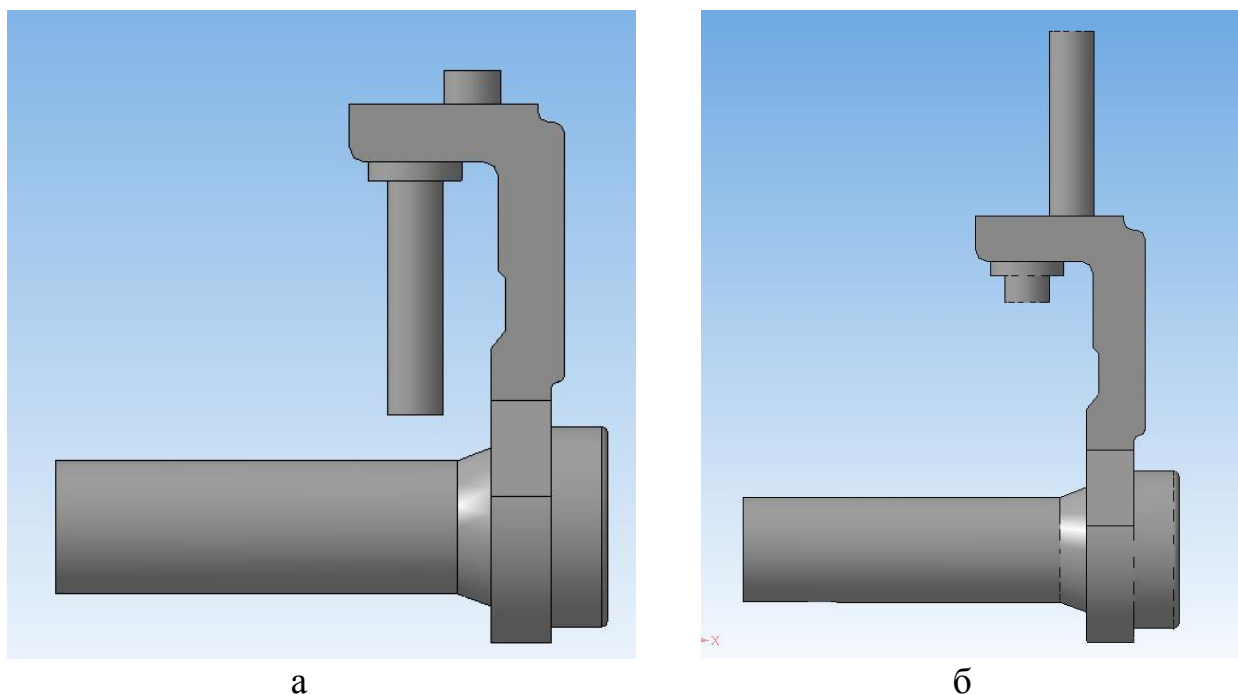


Рисунок 4.6 – Модель з подовженими ділянками на вході та виході: а – під час всмоктування; б – під час нагнітання

Такі операції робимо для кожної моделі. Загалом повинно вийти дванадцять моделей. Шість моделей для всмоктування: номінальна поршнева камера; номінальна штокова камера; модель з фігурою «трапеція»; модель з фігурою «сфера»; модель з фігурою «площа»; модель з фігурою «зворотний конус». Та шість моделей для нагнітання.

Кожну модель зберігаємо в форматі Parasolid Binary, та для створюємо окрему папку для кожної моделі.

4.4 Побудова розрахункової сітки

Побудова розрахункової сітки проводилась з використанням програми ANSYS CFX. Вона дозволяє отримувати неструктуровану розрахункову сітку. Для проектування розрахункової сітки було використано програму ICEM CFD 16.2. Після завантаження проточної частини, її було розбито на поверхні, як показано на рисунку.

Це виконується для того, щоб комірки розрахункової сітки можна було задавати різних розмірів для кожної окремої частини (рис. 4.7).

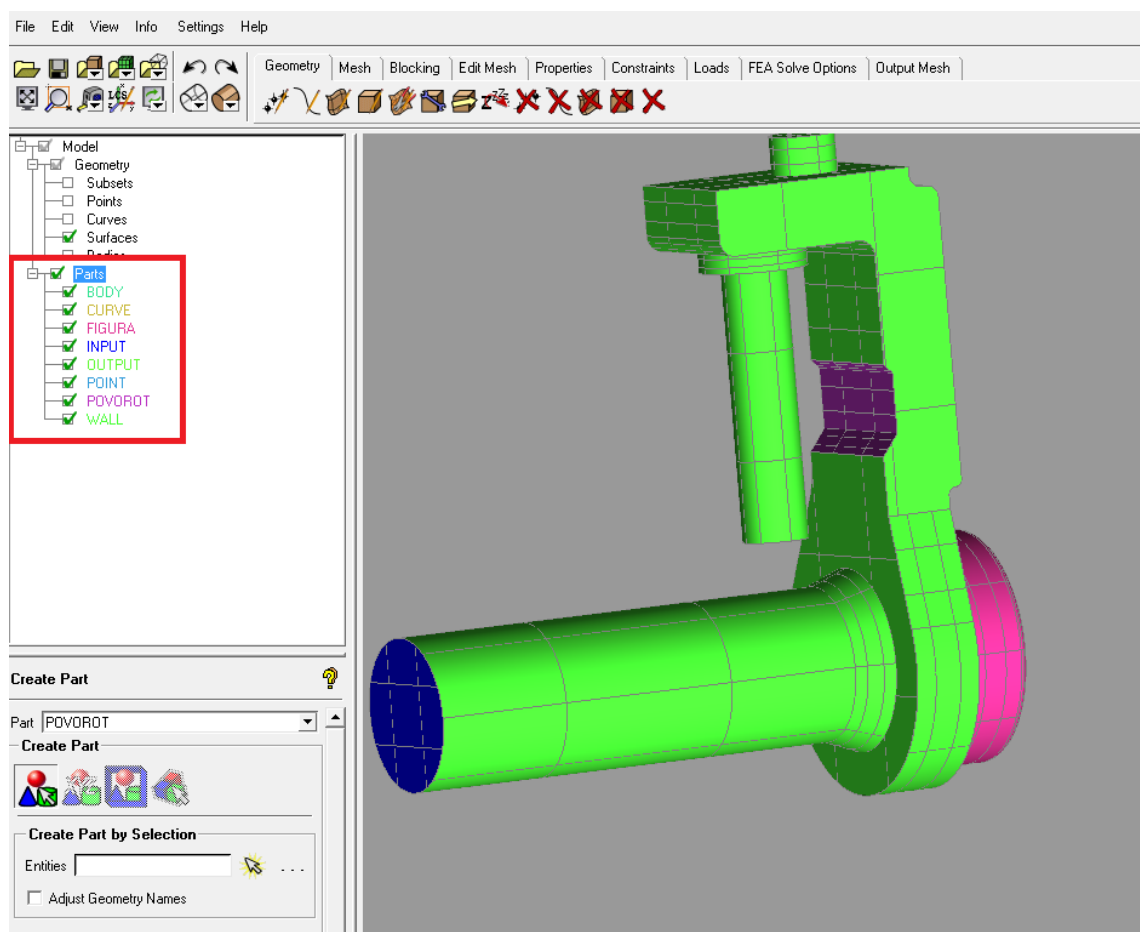


Рисунок 4.7 – Поверхні розрахункової моделі

Модель складається з призматичних слоїв та тетраїдерних комірок. Максимальний розмір тетраїдерної задана комірка з довжиною сторони 3 мм (рис. 4.8).

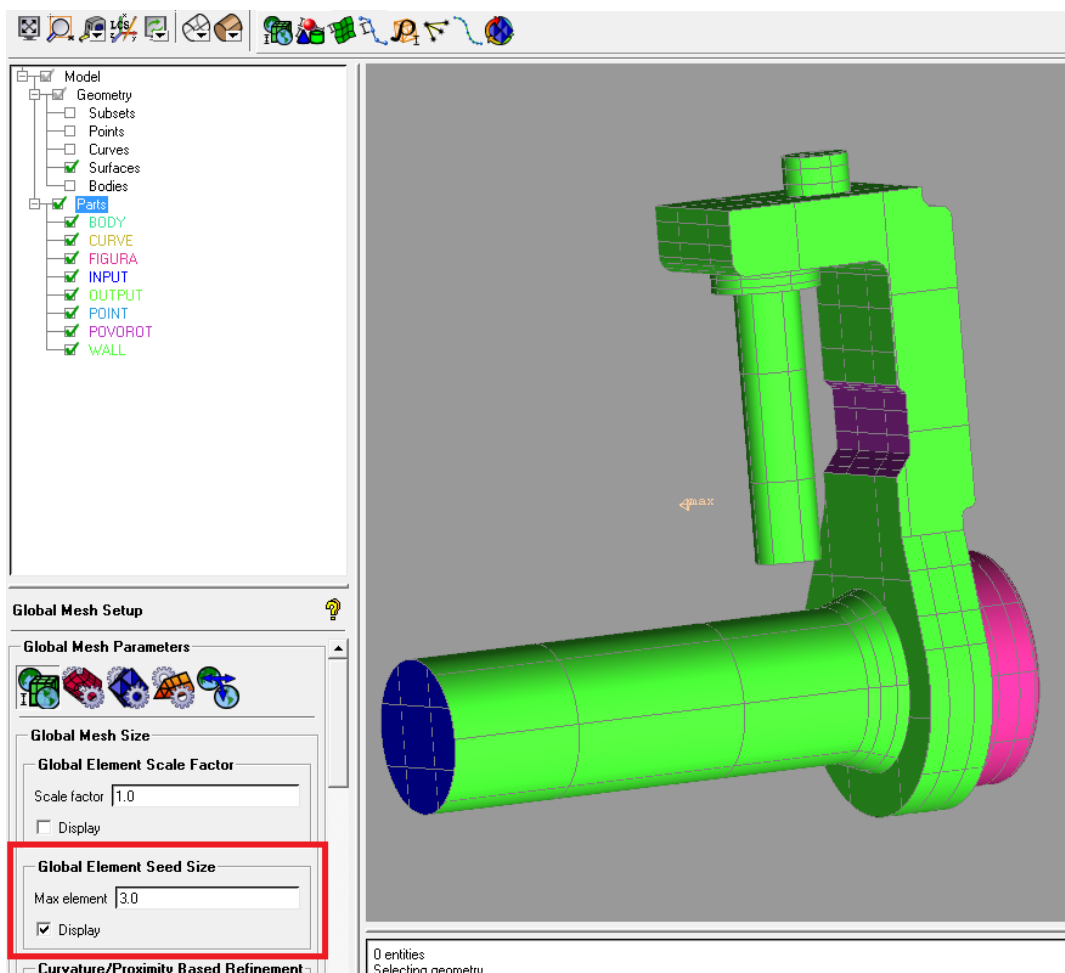


Рисунок 4.8 – Введення даних про розмір тетраїдерів

Для правильних розрахунків поблизу стінки необхідно задати декілька призматичних слоїв. В якості закону зміни розмірів комірок в призматичному шарі обрано експоненціальний закон з початковим розміром комірки рівним 0,04 мм, кількістю шарів рівним 10, а також зміною розмірів кожного наступного шару в 1,4 рази в порівнянні з кожним попереднім (рис. 4.9).

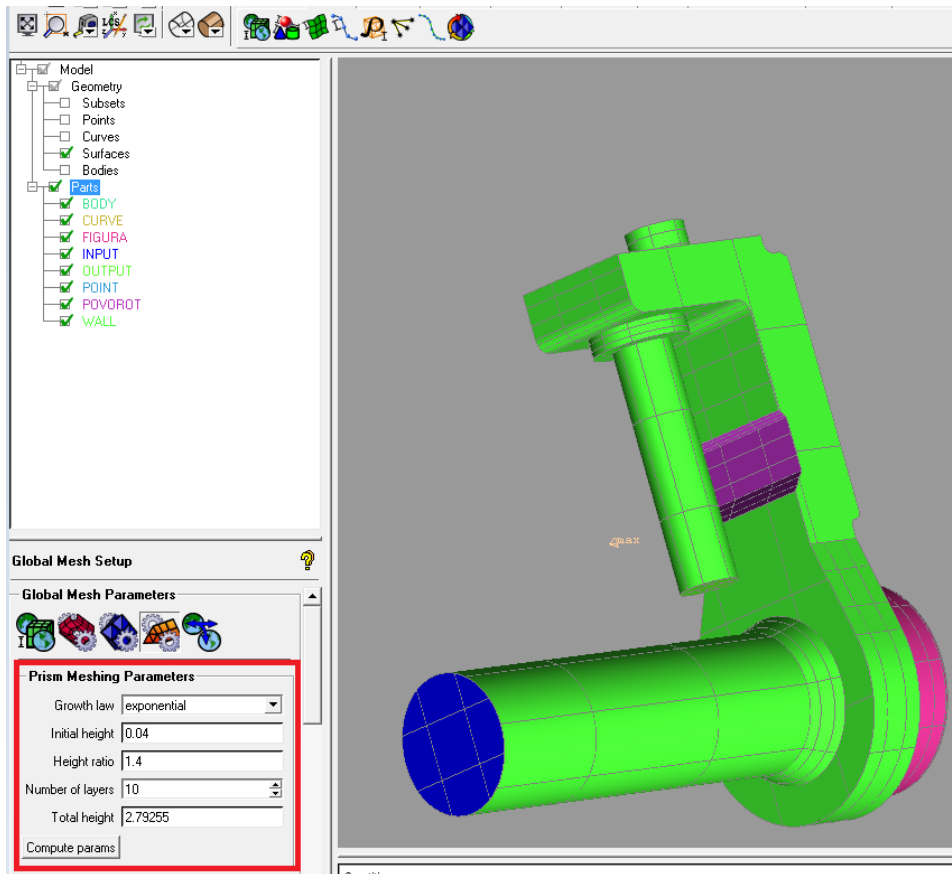


Рисунок 4.9 – Введення даних про призматичні слої

Для того, щоб створити сітку у важкодоступних місцях, такі як: повороти; гострі кромки; вузькі частини, нам необхідно додатково згустити сітку в них. Якщо цього не зробити, то це може призвести до некоректних розрахунків (рис. 4.10).

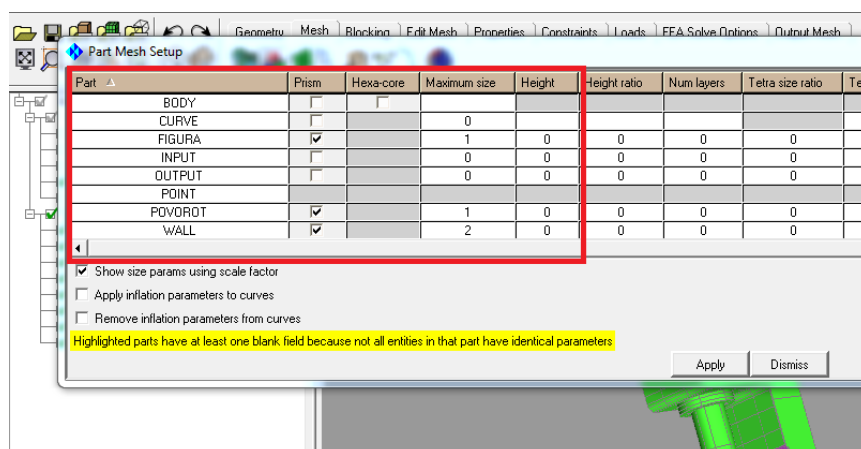


Рисунок 4.10 – Додаткові параметри сітки

Тільки після цього ми можемо створити тетраїдерну сітку. Наступним етапом після її створення буде перевірка сітки на якість, та видалення шкідливих комірок. Самі шкідливі комірки так як, і комірки які мають погану якість погано впливають на розрахунок, та призводить до некоректних результатів (рис. 4.11).

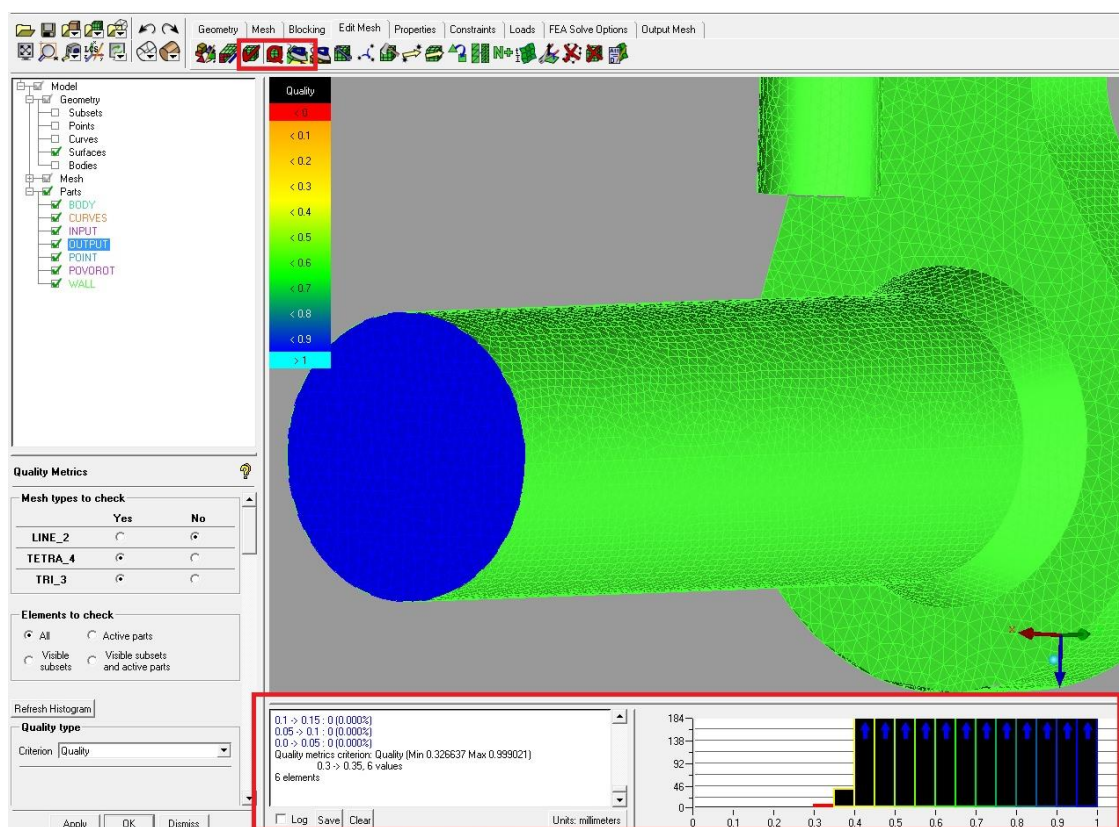


Рисунок 4.11 – Створення сітки та перевірка її на якість.

Як видно на рисунку мінімальна якість комірок лежить в межах від 0,3 та вище. Для коректних результатів розрахунку необхідна мінімальна якість комірок становить приблизно 0,3. Якщо комірки мають якість менше 0,3 то потрібен процес «згладжування» комірок, який полягає в підвищенні якості комірок шляхом деякої зміни їх форми. В даному випадку цього робити не потрібно.

Після цього будуюмо призматичний шар комірок, який є аналогічним до побудови тетраїдерної сітки.

Як бачимо перехід від призматичного шару до тетраєдрного був достатньо плавним з точки зору зміни розміру комірок. Отже, це дає змогу зробити висновок, що призматичний шар був побудований достатньо якісно. Для кращої видимості колір поверхні був змінений (рис. 4.12).

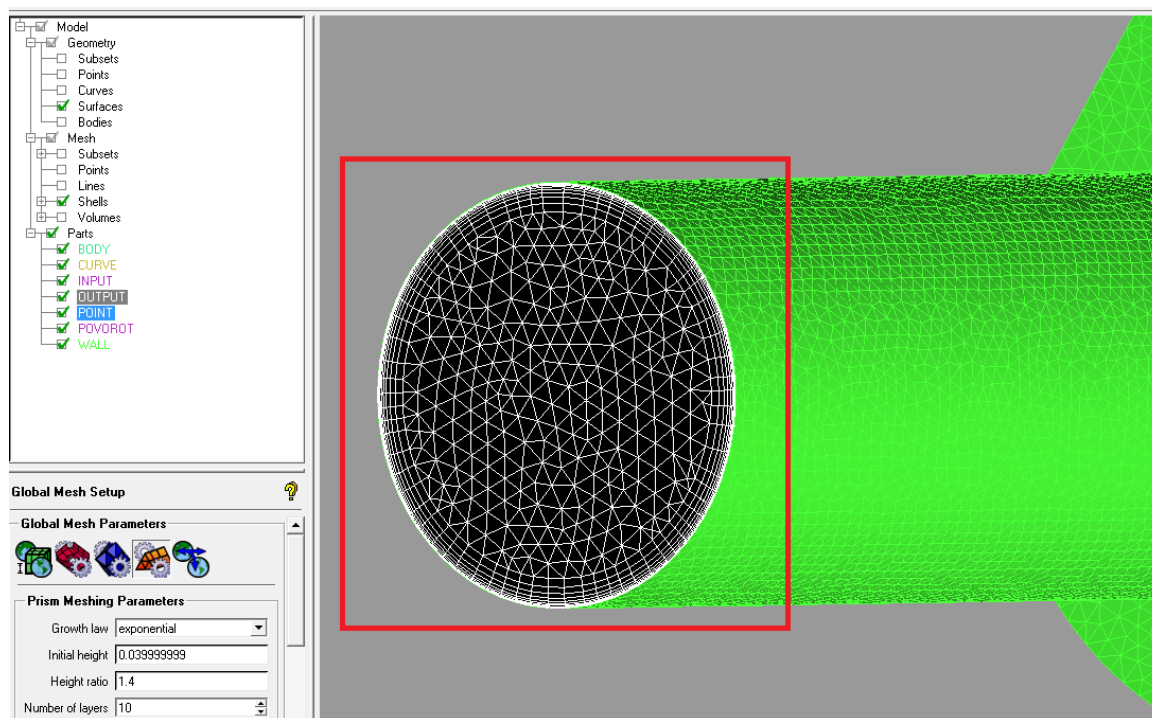


Рисунок 4.12 – Створення призматичних слоїв.

Останнім етапом є зберігання сітки для її подальшої обробки.

4.5 Задання граничних умов для розрахунку та виконання розрахунків

Створення розрахункової моделі проводилось в пакеті CFX-Pre 16.2. Робочим середовищем була вода з температурою 25°C, режим течії – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності.

В якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата, що дорівнює 0,3256 кг/с (що дорівнює об'ємній подачі 1,1756 м³/год).

В якості граничної умови на виході з розрахункової області задавався статичний тиск. В даному випадку, тиск не впливає на розрахунок, так як в подальшому всі дослідження проводились для відносних величин. На виході була задана величина тиску, рівна 0 МПа. Це створено для комфортності огляду результатів гідравлічних втрат.

На виході з розрахункової області могли передбачатися зворотні течії, з відси тип граничної умови був заданий як «opening».

Шорсткість стінок насоса була прийнята 6,3 мкм.

Умови для всіх розрахунків була задані однаковими.

Критерієм збіжності було досягнення точності 10^{-4} , що є достатнім для наукових розрахунків (рис. 4.13).

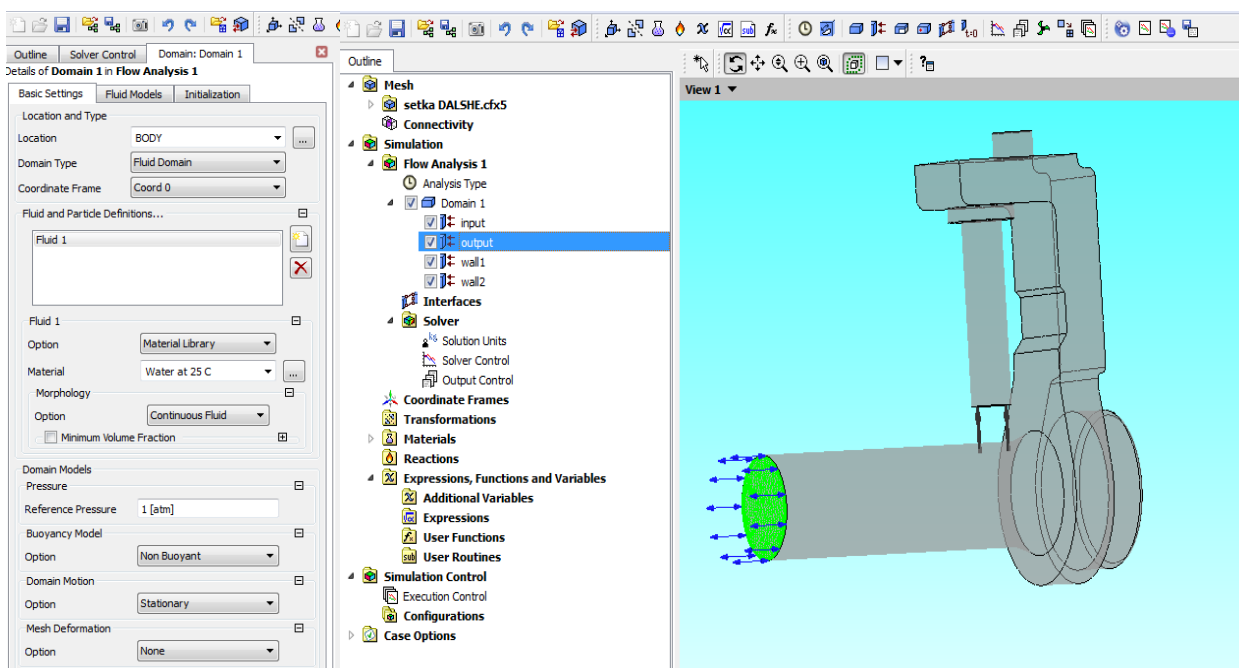


Рисунок 4.13 – Задання умов та параметрів розрахункової сітки

Розрахунок проводився в додатку CFX-Solver 16.2. Для збіжності рівнянь Рейнольдса в даній сітці при заданих умовах знадобилося 64 ітерації. В результаті розрахунків були отримані величини швидкості та тиску в кожній комірці розрахункової сітки (рис. 4.14).

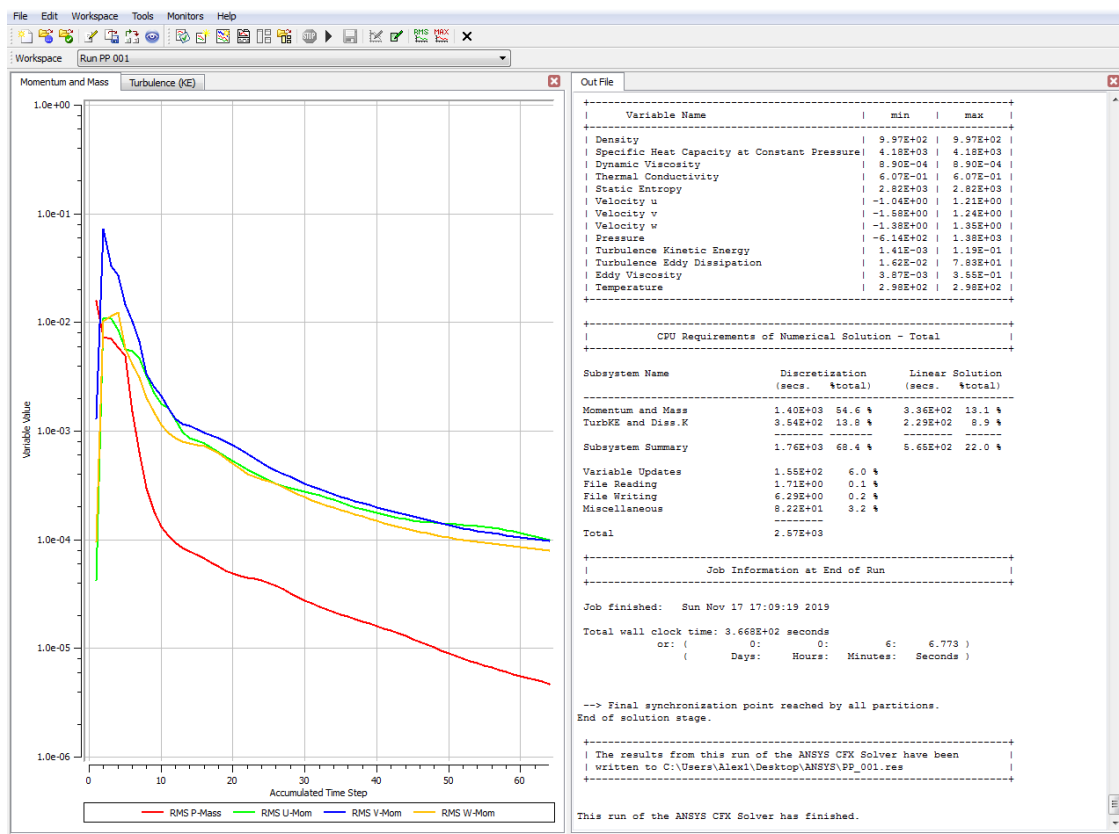


Рисунок 4.14 – Розрахунок сітки

Такі розрахунки були проведені для кожної моделі по декілька разів з різними значеннями подачі.

Після завершення розрахунку відкриваємо його в постпроцесорі CFD-Post 16.2. Для того, щоб знайти втрати напору необхідно створити дві площі на деякій відстані від входу та вихіда. За одно можемо побачити протікання рідини в камері насоса. Загалом створення 3D моделей, створення сіток, задання вихідних даних та всі розрахунки зайняли загалом приблизно 30 годин (рис. 4.15).

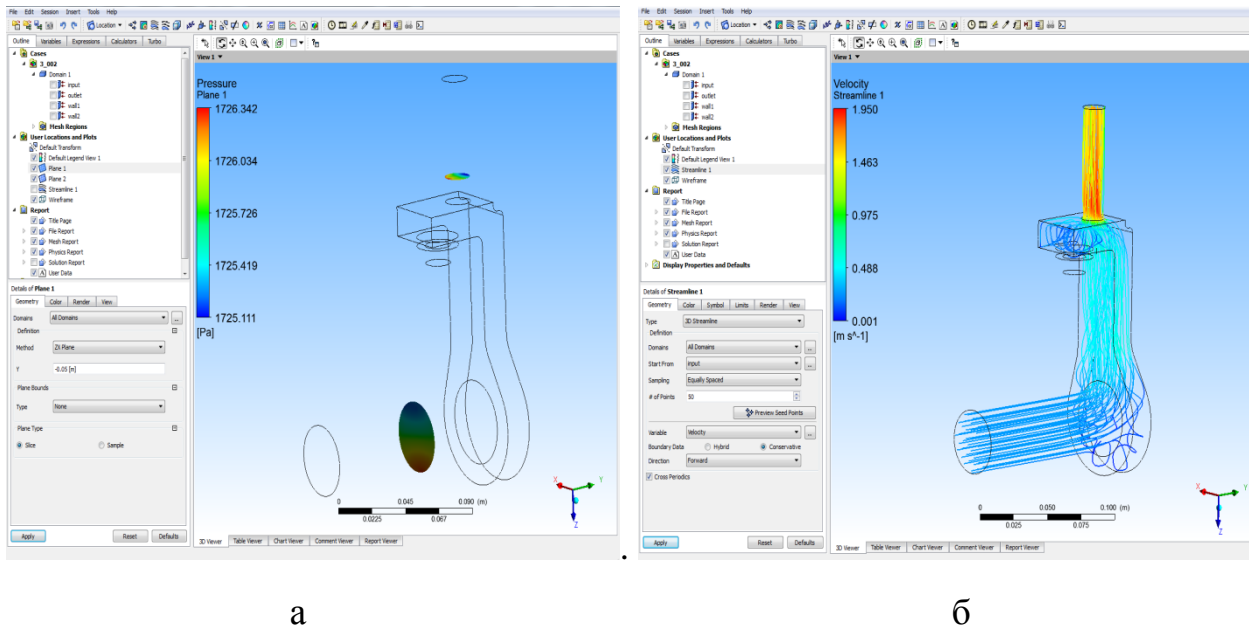


Рисунок 4.15 – Розрахункові параметри: а – тисків; б - швидкості

4.6 Знаходження гідравлічних втрат.

Для знаходження гідравлічних втрат використовуємо формулу Бернуллі.

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + \sum h_{1-2} \quad (4.8)$$

Для того щоб знайти гідравлічні втрати потрібно перетворити формулу Бернуллі. Звідси отримаємо:

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} = H, \quad (4.9)$$

де, z – геометричний напір

$\frac{p}{\rho \cdot g}$ – п'єзометричний напір

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$ – динамічний напір

Під час розрахунку геометричним напіром можна знехтувати, так як він однаковий для всіх випадках. П'єзометричний напір визначається за допомогою програмного продукту ANSYS CFX. Динамічним напіром можна було б знехтувати також, якщо вхід та вихід розрахункової сітки були однакові. Але в нашому варіанті вони різні, тому потрібно його врахувати при визначенні втрат напора.

Для знаходження втрат тиску за допомогою програми записуємо такі формули (рис. 4.6):

Формула для першої площі:

$$p1 = \text{massFlowAve(Pressure)}@Plane 1 \quad (4.10)$$

Формула для другої площі:

$$p2 = \text{massFlowAve(Pressure)}@Plane 2 \quad (4.11)$$

Формула для знаходження втрат тиску між створеними площами:

$$\text{Head} = (p1-p2)/(997[\text{kg}/\text{m}^3]*g) \quad (4.12)$$

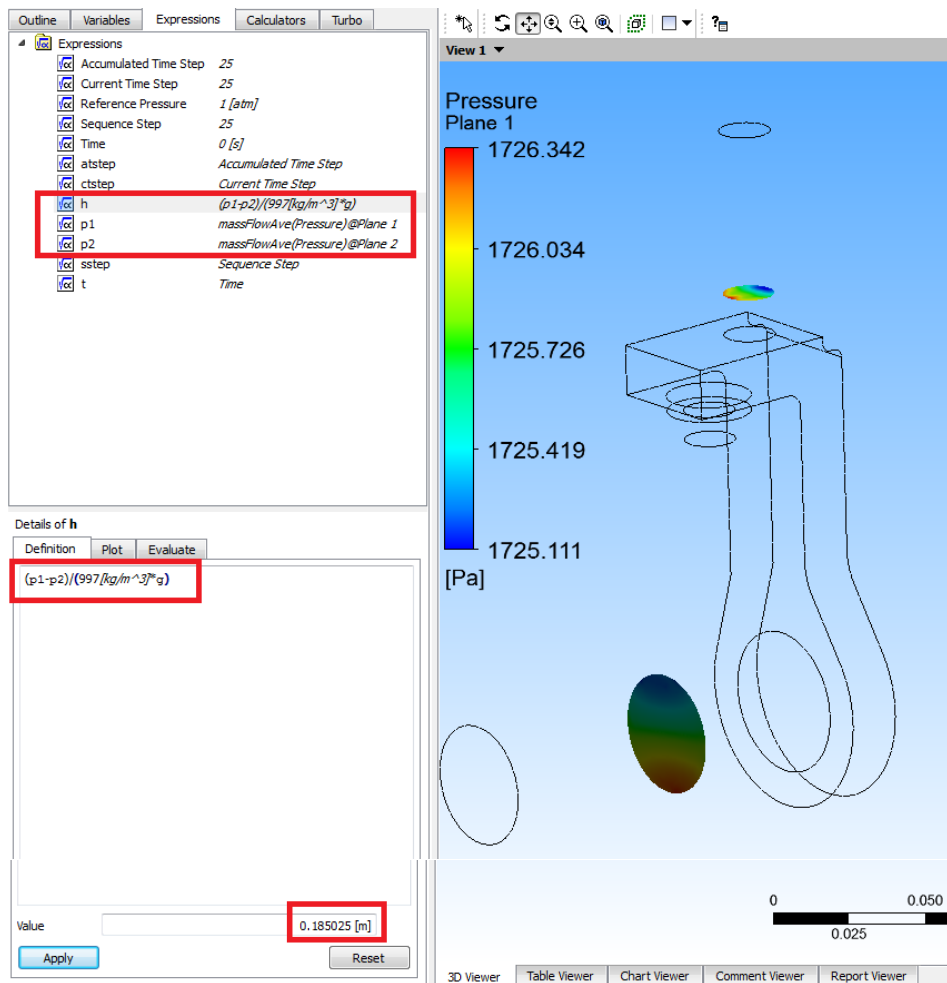


Рисунок 4.16 – Запис формул для отримання даних
Для знаходження швидкісного напору використовуємо формулу:

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g}, \quad (4.13)$$

де, v_1 – швидкість потоку на вході в розрахункову сітку

v_2 – швидкість потоку на виході з розрахункової сітки

Швидкість потоку визначається за формулою:

$$V = \frac{Q}{S}, \quad (4.14)$$

де, Q – витрати ($\text{м}^3/\text{год}$)

S – відповідно площа входу та вихода розрахункової сітки (м) $\frac{\pi \cdot d^2}{4}$

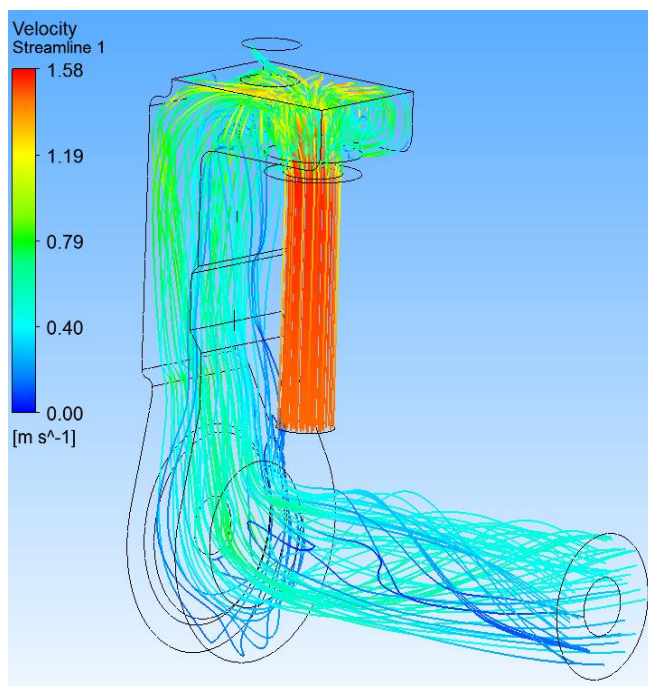
4.7 Результати дослідження

Для всіх моделей були проведені розрахунки, та визначені гідравлічні втрати при температурі рідини 20°C . Таким чином ми можемо дізнатися яка геометрична форма являється кращою за інші. Малюнки процесів будуть представлені при номінальній подачі насоса.

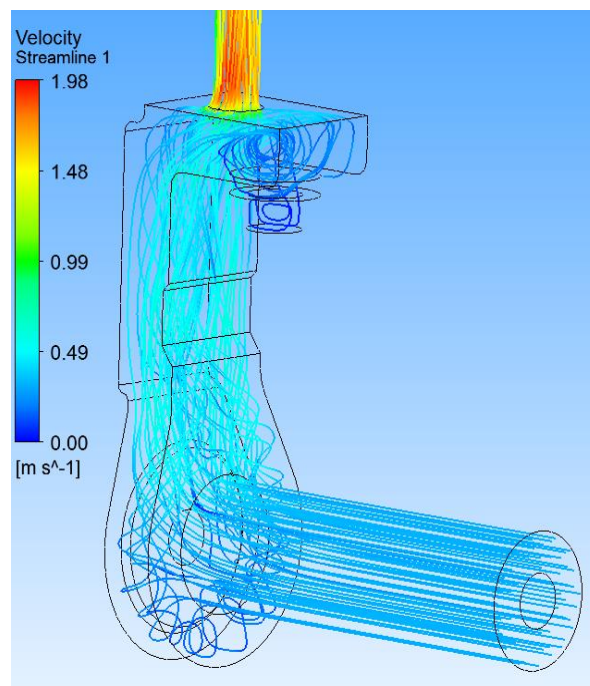
Розглянемо процес всмоктування та нагнітання в стандартній штоковій (рис. 4.17 а,б) та поршневої камері (рис. 4.17 в,г). За результатами дослідження були отримані такі значення.

Таблиця 4.1 – Дані втрати напору в стандартній камері насоса з номінальною подачею.

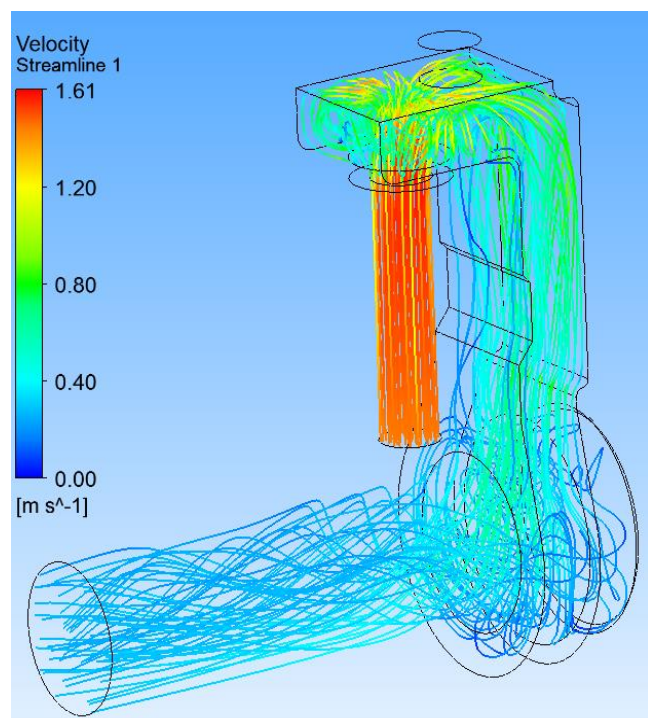
Назва камери	Гідравлічні втрати, м.
штокова камера під час всмоктування	0,384
штокова камера під час нагнітання	0,291
поршнева камера під час всмоктування	0,431
поршнева камера під час нагнітання	0,294



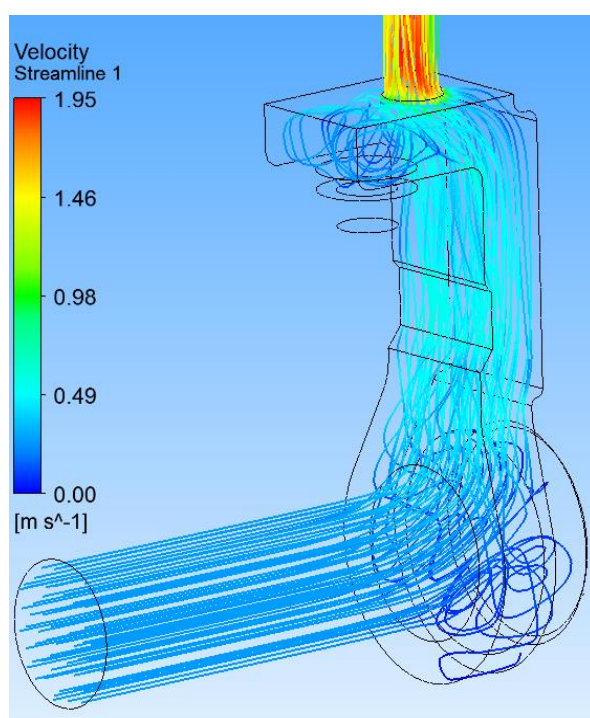
а



б



в



г

Рисунок 4.17 – течія рідини: а – штокова камера під час всмоктування; б – штокова камера під час нагнітання; в – поршнева камера під час всмоктування; г - поршнева камера під час нагнітання

Розглянемо процес всмоктування в поршневій камері з різними фігурами (рис. 4.18). Результати занесені до таблиці 4.2.

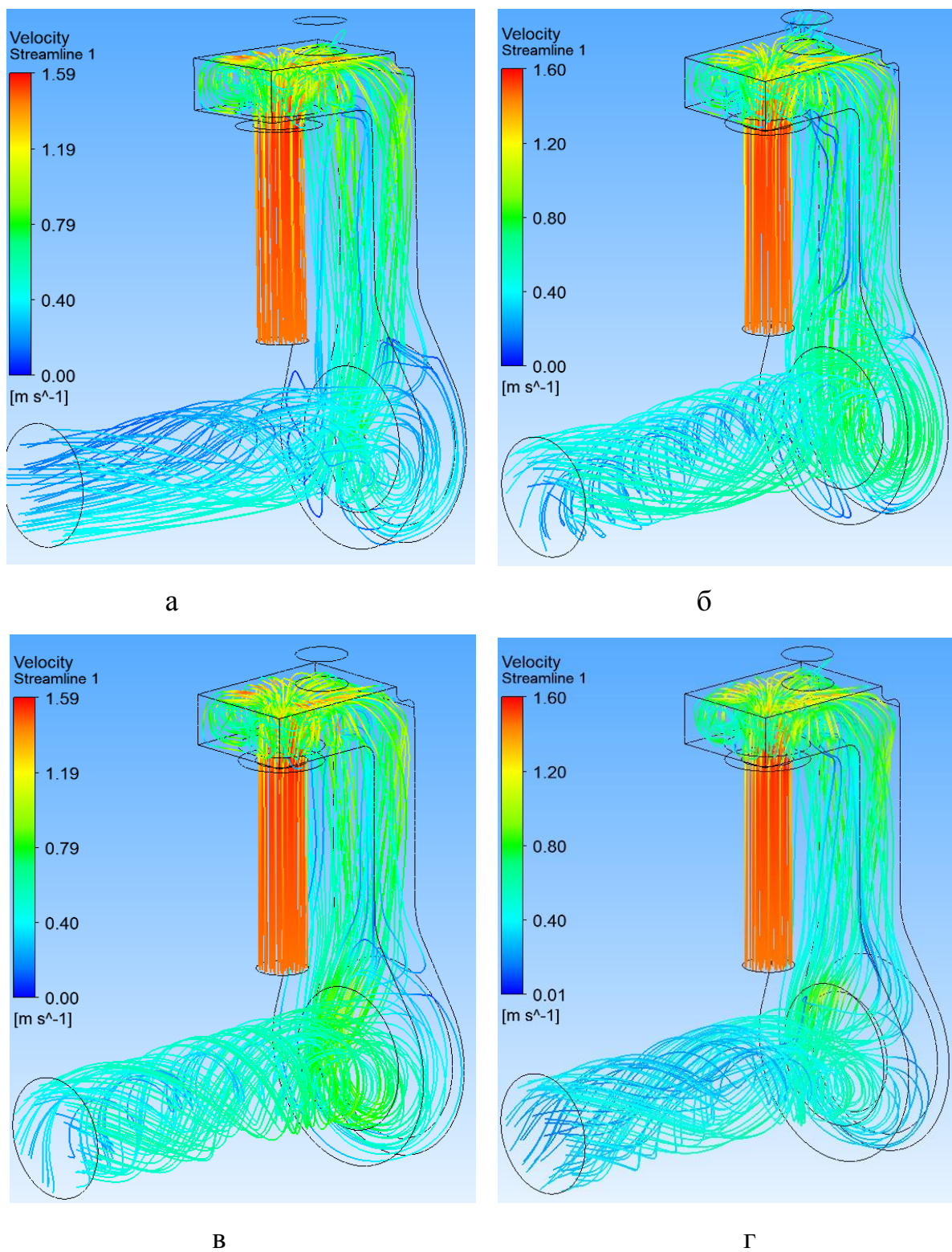


Рисунок 4.18 – всмоктування в камері з кришками: а – конус; б – плоска; в - сфера;
г - трапеція

Розглянемо процес нагнітання в поршневій камері з різними фігурами (рис. 4.19). Результати занесені до таблиці 4.3.

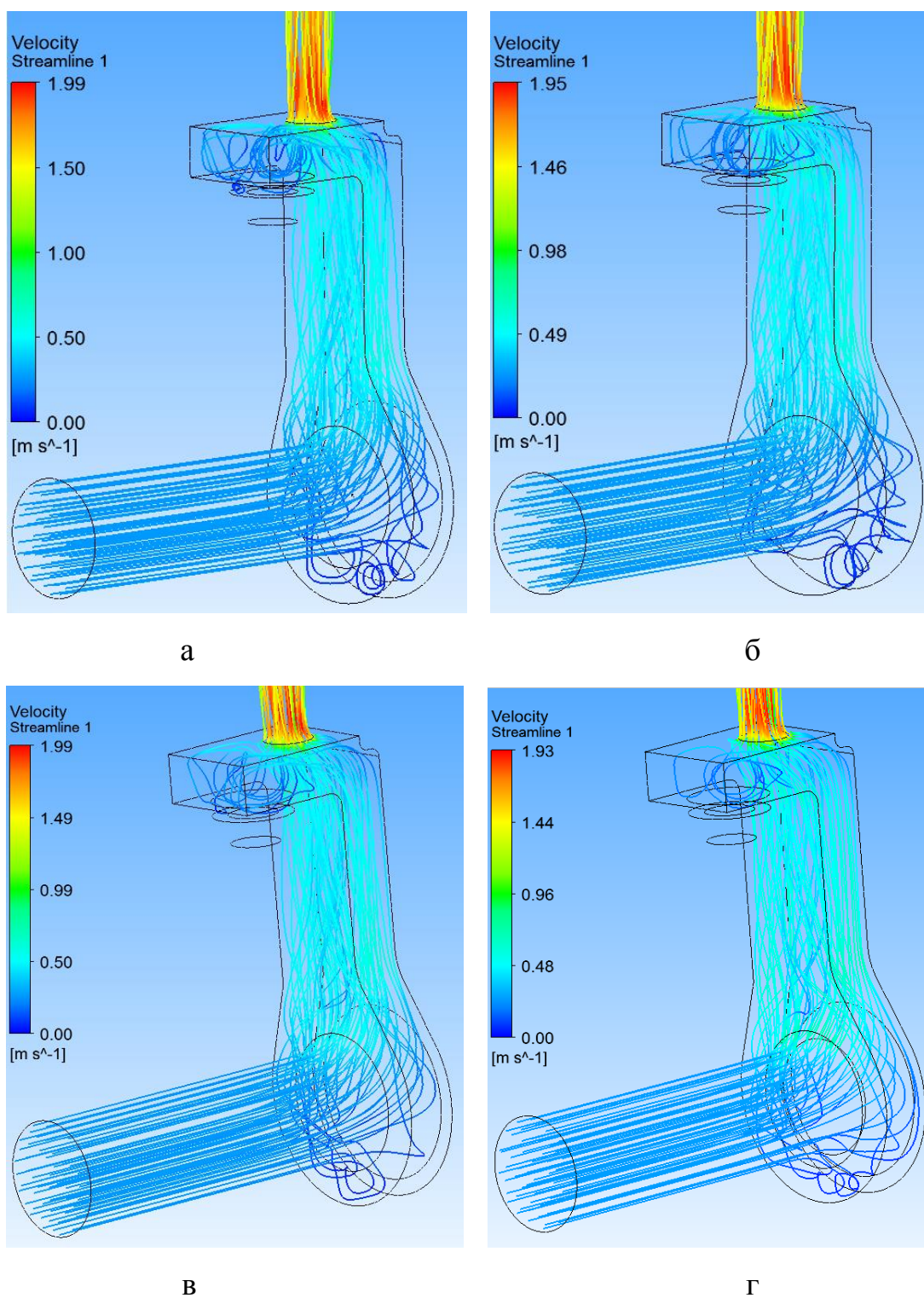


Рисунок 4.19 – нагнітання в камері з кришками: а – конус; б – плоска; в - сфера;
г - трапеція

Результати втрат напору з різними фігурами кришок порівнюємо зі стандартною камерою, та знайдемо найкращий варіант фігури при якому втрати будуть мінімальними.

Таблиця 4.2 – Втрати напору поршневих камер з різними фігурами кришок під час всмоктування(м)

Подача $Q/Q_{\text{ном}}$	Карман	Фігура			
		Конус	Плоска	Сфера	Трапеція
0,8		0,261	0,378	0,392	0,295
0,9		0,334	0,481	0,449	0,373
1	0,431	0,414	0,594	0,620	0,459
1,1		0,504	0,716	0,752	0,552
1,2		0,602	0,851	0,895	0,653
1,4		0,844	1,161	1,225	0,885

Таблиця 4.3 – Втрати напору поршневих камер з різними фігурами кришок під час нагнітання, м.

Подача $Q/Q_{\text{ном}}$	Карман	Фігура			
		Конус	Плоска	Сфера	Трапеція
0,8		0,185	0,183	0,187	0,188
0,9		0,236	0,232	0,237	0,239
1	0,294	0,292	0,287	0,293	0,295
1,1		0,353	0,348	0,354	0,358
1,2		0,420	0,413	0,420	0,425
1,4		0,575	0,565	0,576	0,582

Як можемо побачити форма конуса являється найкращою при якій втрати мінімальні під час всмоктування, та плоска під час нагнітання. Якщо порівняти значення з таблиць 4.2 та 4.3 зможемо побачити, що при всмоктуванні гідравлічні втрати являються більшими ніж при нагнітанні. Це можна пояснити тим,

що при всмоктуванні проточна частина насоса має форму дифузора, а при нагнітанні конфузора.

Дифузор - це профільована частина каналу (труби), в якій відбувається уповільнення потоку. При цьому перепад статичного тиску на дифузорі може бути менше, ніж на ділянці прямої труби вихідного перетину. Його коефіцієнт місцевого опору буває негативний, однак при зростанні довжини при постійному куті розкриття і при збільшенні кута розкриття дифузора може статися відрив потоку від стінок (поблизу них утворюються вихори), при цьому коефіцієнт опору дифузора дуже сильно зростає [15].

Існує конструкція, зворотна дифузора, звана конфузор - частина каналу, в якій відбувається з'єднання і плавний перехід більшого перетину в меншу. Рух рідини в конфузорі характеризується тим, що динамічний тиск в ньому в напрямку руху потоку збільшується, а статичний - зменшується. Збільшується швидкість течії рідини [16].

У конфузорі з невеликим кутом розкриття підвищеного вихреброобразования зазвичай не виникає, рідина змінює напрямок плавно, і втрати тиску в основному пов'язані з ростом швидкості. При зростанні кута розкриття конфузор перетворюється у раптове звуження, утворюються застійні зони з вихорами [16].

У дифузорі можливий відрив потоку, при цьому виникають великі вихрові зони у країв, і енергії втрачається досить багато (майже як при раптовому розширенні). Однак, якщо кут дуже маленький і відриву потоку на довжині дифузора виникнути не встигає, його коефіцієнт опору може стати і негативним [16].

В проточній частині поршневого насоса поршнева пророжнина розташована під прямим кутом до каналу, тому при всмоктуванні рідини відбувається відрив потоку від стінок що призводить до вихроутворення різко підвищуючи гідравлічні втрати.

Поршневий насос призначений ще й для перекачування гарячих рідин з температурою 70°C . При цій температурі змінюються властивості рідини як наприклад щільність, та змінюються гідравлічні втрати. Зменшення гідравлічних

втрат веде за собою підвищення кавітаційного запасу, тому буде доцільно ще провести дослідження проточної частини в номінальному режимі з гарячою рідиною.

Розрахунок та введення вихідних параметрів залишаються сталими окрім температури рідини - 70°C , її щільності - $977,8\text{кг/м}^3$, та подачі насоса - $0,32\text{ кг/с}$. Після розрахунку були отримані такі результати(рис. 4.20).

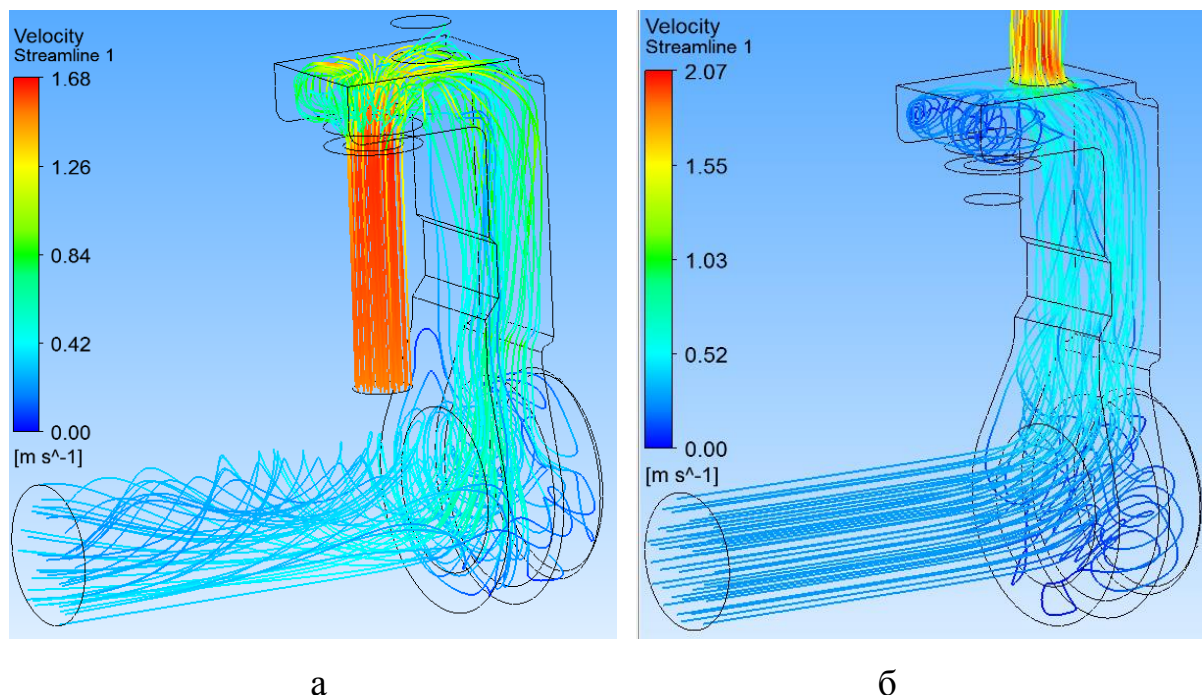


Рисунок 4.20 – Течія рідини в стандартній камері насоса: а – процес всмоктування; б – процес нагнітання

Таблиця 4.4 – Гідравлічні втрати з номінальною подачею.

Процес	Втрати, м.
Процес всмоктування	0,468
Процес нагнітання	0,311

Розглянемо процес всмоктування в поршневій камері з різними фігурами (рис. 4.21). Результати занесені до таблиці 2.5.

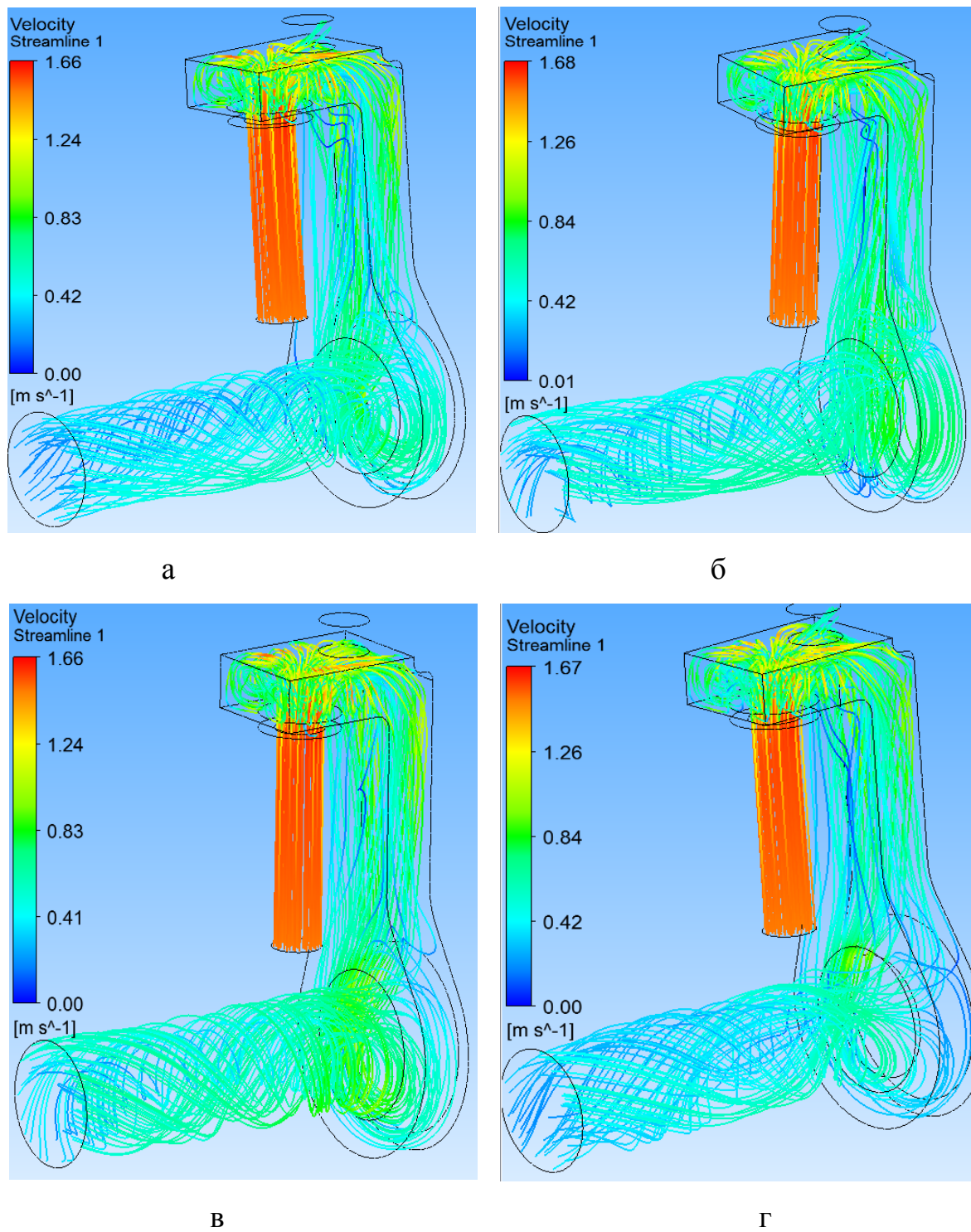
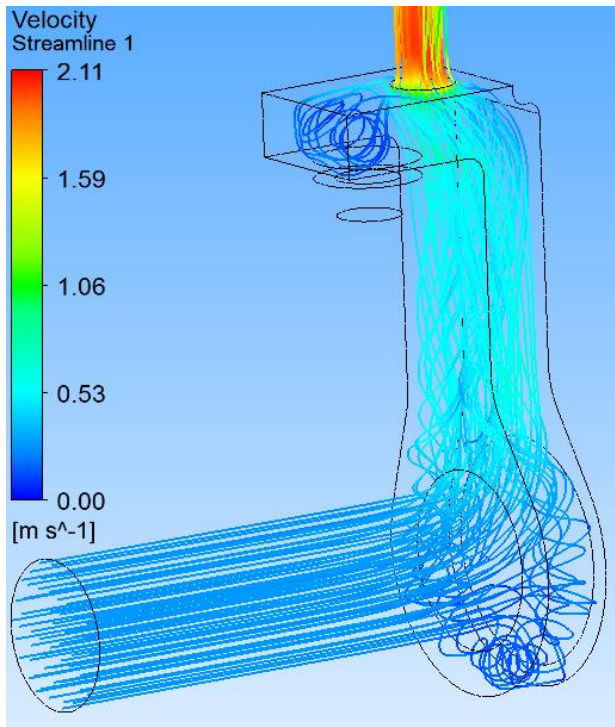
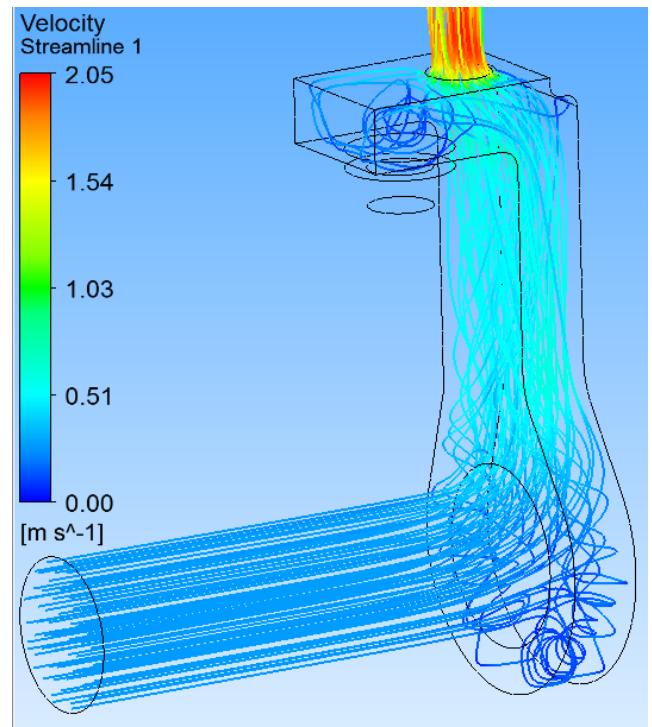


Рисунок 4.21 – всмоктування в камері з кришками: а – конус; б – плоска; в - сфера;
г – трапеція

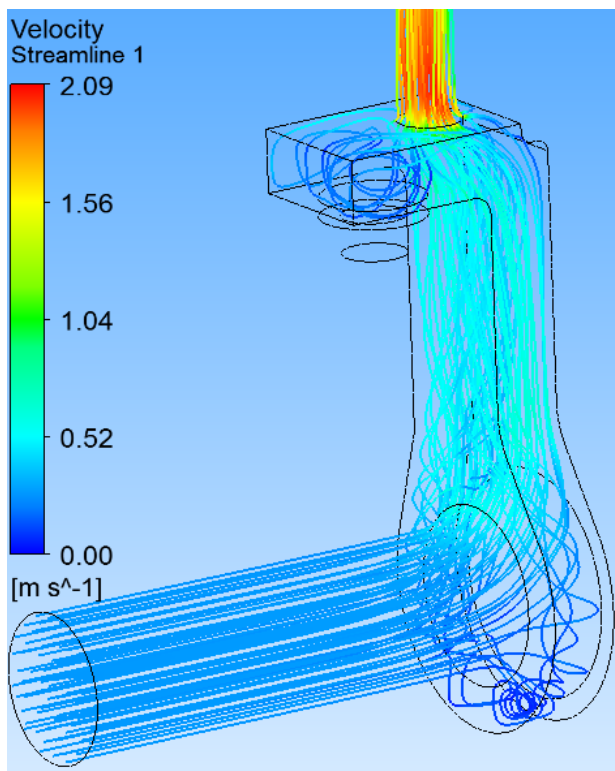
Розглянемо процес нагнітання в поршневій камері з різними фігурами (рис. 4.22). Результати занесені до таблиці 2.6.



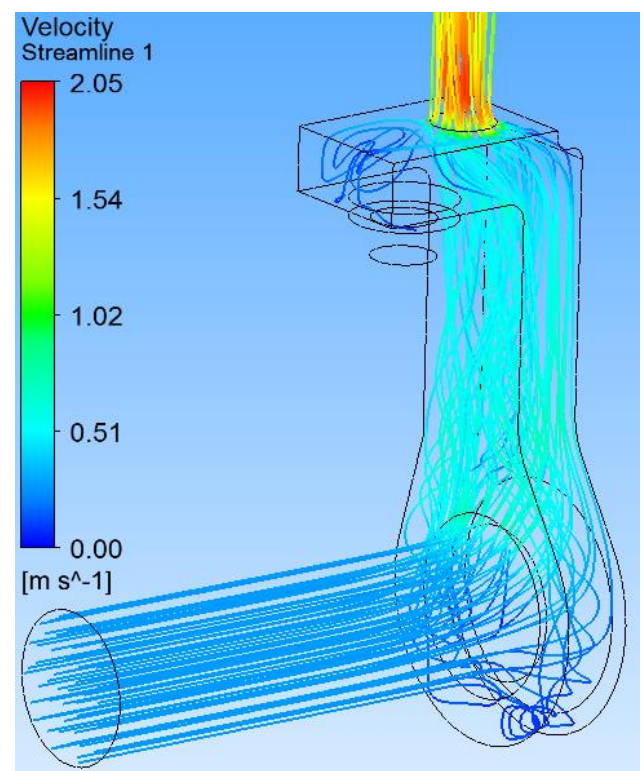
а



б



в



г

Рисунок 4.22 – нагнітання в камері з кришками: а – конус; б – плоска; в - сфера;
г – трапеція

Таблиця 4.5 – Втрати напору поршневих камер з різними фігурами кришок під час всмоктування з номінальною подачею, м.

Стандартна камера насоса	Фігура			
	Конус	Плоска	Сфера	Трапеція
0,468	0,568	0,608	0,660	0,459

Таблиця 4.6 – Втрати напору поршневих камер з різними фігурами кришок під час нагнітання з номінальною подачею, м.

Стандартна камера насоса	Фігура			
	Конус	Плоска	Сфера	Трапеція
0,311	0,304	0,301	0,307	0,312

При порівнянні результатів дослідження рідини з температурою 20⁰С та 70⁰С можемо побачити, що гідравлічні втрати збільшуються при підвищенні температури рідини. Це відбувається за рахунок зміни в'язкості рідини, що змінюють гідравлічні втрати. Відомо, що при збільшенні швидкості руху рідини гідравлічні втрати збільшуються. Відповідно чим менша в'язкість, тим більшою буде загальна швидкість рідини в проточній частині насоса, а отже і втрати. Якщо температура рідини 20⁰С, то її в'язкість буде дорівнювати 997кг/м³, а з температурою 70⁰С в'язкість зменшиться до 977,8кг/м³. Під час аналізу даних з температурою рідини 70⁰С можна побачити, що втрати сильно не змінюються під час нагнітання, але під час всмоктування результати різко змінилися. З високою температурою рідини гарно справилася фігура у вигляді трапеції. Конус, який гарно показав себе під час всмоктування рідини з температурою 20⁰С має великі гідравлічні втрати з температурою рідини 70⁰С. Трапеція в свою чергу за рахунок своєї форми зменшує швидкість руху рідини перед дифузором. Це призводить до значно меншого відриву потоку, а отже і вихроутворення тим самим зменшуючи гідравлічні втрати.

При зберіганні витратної швидкості швидкість вихроутворення (швидкість циркуляції потоку) збільшується.

Залежність коефіцієнтів місцевих опорів від числа Рейнольдса. З великими числами Рейнольдса, вплив молекулярної в'язкості проявляє себе трохи. При ламінарному або близькому до цієї течії коефіцієнти місцевих опорів залежать від числа Рейнольдса. При малих значеннях Re ефект опору викликаний силами в'язкості і пропорційний першого ступеня швидкості. Коефіцієнт опору в цьому випадку змінюється обернено пропорційно числу Рейнольдса [17].

$$\xi = \frac{A}{Re}, \quad (4.15)$$

де A – постійна, що залежить від виду місцевого опору

При досить великих числах Рейнольдса формуються відривні течії, які і є основною причиною місцевих опорів при великих значеннях Re . В цьому випадку $\xi = \text{const}$. У першому наближенні можна сказати, що при різких переходах в місцевих опорах коефіцієнт ξ не залежить від Re при $Re > 3000$, а при плавних обрисах - при $Re > 10000$ [17].

У загальному вигляді для коефіцієнта ξ можна записати так:

$$\xi = \frac{A}{Re} + \xi_{\text{КВ}}, \quad (4.16)$$

де $\xi_{\text{КВ}}$ – коефіцієнт опору при великих числах Re

Таким чином, для визначення втрати напору на місцевому опорі, ми подумки замінюємо місцеве опір прямою трубою еквівалентної довжини. Це дозволяє нам застосувати формулу Дарсі-Вейсбаха для визначення втрат напору на місцевому опорі і врахувати зміна числа Re [17].

$$h_{\text{м}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, \quad (4.17)$$

де l – довжина трубопроводу, м;

d – діаметр трькопроводу, м;

v – швидкість рідини в трубопроводі, м/с;

λ – коефіцієнт втрат на тертя по довжині.

Під час проведення чисельного розрахунку програма автоматично знаходить число Рейнольдса для досліджувальної області, та враховує його при визначенні втрат. Тому розраховувати число Рейнольдса не потрібно. Числа Рейнольдса занесені до таблиці 4.7 та 4.8.

Таблиця 4.7 – Числа рейнольдса для чисельних розрахунків при всмоктуванні з номінальною подачею.

Фігура	Температура 20 ⁰ С	Температура 70 ⁰ С
Карман (стандартна)	$4,1183 \cdot 10^4$	$1,3047 \cdot 10^5$
Конус	$4,4626 \cdot 10^4$	$1,5160 \cdot 10^5$
Плоска	$4,9140 \cdot 10^4$	$1,5462 \cdot 10^5$
Сфера	$5,0186 \cdot 10^4$	$1,6034 \cdot 10^5$
Трапеція	$4,5202 \cdot 10^4$	$1,4201 \cdot 10^5$

Таблиця 4.8 – Числа рейнольдса для чисельних розрахунків при нагнітанні з номінальною подачею.

Фігура	Температура 20 ⁰ С	Температура 70 ⁰ С
Карман (стандартна)	$3,2420 \cdot 10^4$	$1,0270 \cdot 10^5$
Конус	$3,1467 \cdot 10^4$	$9,9490 \cdot 10^4$
Плоска	$3,4272 \cdot 10^4$	$1,0806 \cdot 10^5$
Сфера	$3,1512 \cdot 10^4$	$9,9929 \cdot 10^4$
Трапеція	$3,4848 \cdot 10^4$	$1,1038 \cdot 10^5$

Якщо зіпвставити таллиці 4,7 та 4,8 з вищенаведеними таблицями, то можемо побачити число Рейнольдса, та відповідні гідравлічні втрати. Але цікаво те, що при фігурі з меншими гідравлічними втратами може відповідати велике число

Рейнольдса, та навпаки. Це пояснимо тим, що все було прораховано в програмному продукті. Програма рахує число рейнольдса в усій розрахунковій області, та виводить нам на показ. Під час процесу всмоктування за конструкцією насоса в поршневій камері створюється закрутка рідини (вихор), який програма враховує при розрахунку числа Рейнольдса. Але попри все конструкція насоса створена таким чином, щоб викликати цей вихор. Такий вихор має позитивний фактор тим, що вода поступаючи в поршневу камеру насоса закручується, тим самим сприяючи тому, що потік не зіштовхується сам з собою. Це дозволяє уникнути виникненням шкідливих вихорів, які б сильно підвищували гідравлічні втрати. Таким чином потрібне штучне вихроутворення може допомагати нам.

Зменшення гідравлічних втрат має важливий характер для насоса. Поршневий насос може перекачувати рідини температурою до 70°C . А чим вища температура, тим ближче ми підходимо до кавітації, так як кавітація може відбутися навіть при значному зменшенні тиску.

На ділянках багатьох місцевих опорів швидкості потоку різко зростають, в результаті чого тиск зменшується. Якщо тиск стає нижче тиску насичених парів рідини, виникає кавітація. Джерелом кавітації є бульбашки газу і пари, які виділяються в перерізі зі знизеним тиском. Потрапляючи в перетин з нормальним тиском, бульбашки миттєво зникають під дією підвищеного тиску. У місці зникнення бульбашок тиск різко збільшується, підвищується температура. Кавітація несприятливо відбивається на роботі обладнання, тому що виникає вібрація, шум, ерозія металу. Кавітаційні властивості місцевих опорів оцінюються за критичним значенням числа кавітації [17].

$$k = \frac{2(p_1 - p_{кр})}{\rho \cdot v_m^2}, \quad (4.18)$$

де $p_{кр} = p_{н.п.}$ — тиск насичених парів рідини

Значення чикла кавітації для різних видів місцевих опорів визначається експериментально і наводиться в довідниках. Гранично допустима швидкість в трубопроводі перед місцевим опором визначають за формулою [17]^

$$v_{кр} \leq \sqrt{\frac{2p_1 - p_{кр}}{\rho \cdot k_{кр}}} \quad (4.19)$$

Для перевірного гідравлічного розрахунку трубопроводу на бескавитаційної роботу необхідно, щоб виконувалася умова $v_m \leq v_{кр}$ [17].

5 Патентний пошук

Для дипломного проекту був проведений патентний пошук в патентних базах України «Укрпатент (<https://ukrpatent.org/uk>)» та Росії «Fips (<http://new.fips.ru>)».

Теми пошуку: «Поршневий насос», «Двохпоршневий насос», «Поршень поршневого насоса», «Поршень», «Поршень насоса», «Буровий насос», «Поршень бурового насоса».

На сайті УКРПАТЕНТ по даним темам пошуку були знайдені такі винаходи, що являються, найближчими до даної теми:

Патент №1921 «Поршневий насос»

Поршневий насос, що містить циліндри з розташованими в них поршнями, штоки яких встановлені з можливістю пересування із штоками повзунів механізму для перетворення обертового руху вала у зворотно-поступальне переміщення поршня, а також з'єднувальний елемент, виконаний у вигляді стержня з двома сферичними головками на його кінцях, а на повернутих одна до одної торцевих поверхнях штоків поршня і повзуна виконані відповідні заглиблення із сферичними поверхнями, що охоплюють сферичні головки згаданого стержня, який відрізняється тим, що відстань між центрами сферичних головок стержня L і діаметр стержня D визначені виразом $L = (2... 5)D$, на перехідній ділянці між сферичною головкою і циліндричною поверхнею стержня виконана кільцева проточка, радіус якої $R = (0,5... 1,5)D$ [18].

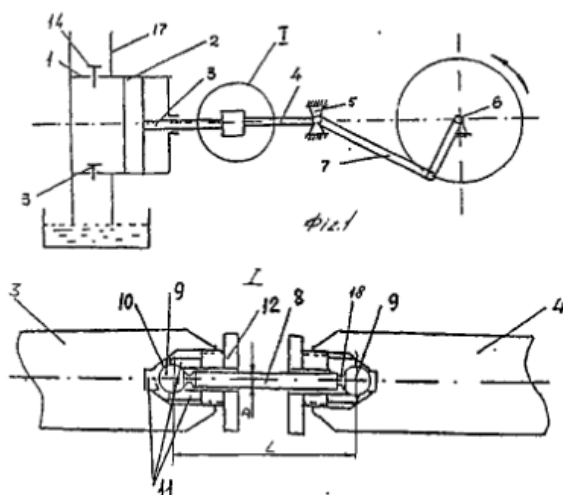


Рисунок 5.1 – Ескіз до патенту 1921 «Поршневий насос»: 1 – циліндр; 2 – поршень;

3,4 – шток; 5 – повзун; 6 – куліса; 7- шатун; 8 – стиржень; 9 – сферична головка;
 10 – сферична поверхня; 11 – змінний вкладиш; 12 – гайка; 13,14 – клапани;
 15,17 – трубопровід; 16 – резервуар; 18 – проточка.

В традиційній формі насоса повзун не передає радіальну силу з шатуна на поршень, й центрує поршень в циліндрі. В представленій моделі поршень має можливість самостійно центруватися в циліндрі [18].

Патент №64057 «Регульований поршневий насос»

Регульований поршневий насос, що містить циліндр, в якому розміщений поршень, що здійснює зворотно-поступальний прямолінійний рух від кривошипно-шатунного механізму, який відрізняється тим, що для регулювання ходу поршня радіус кривошипа виконаний регульованим від максимального до мінімального значення поворотом кривошипа з пальцем на 180° навколо своєї геометричної осі, з наступною жорсткою фіксацією до ведучого диска [19].

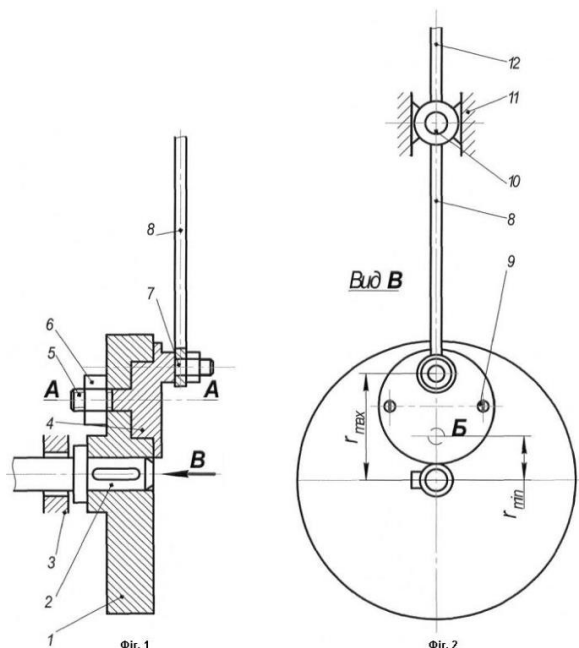


Рисунок 5.2– Ескіз до патенту 64057 «Регульований поршневий насос»: 1 - ведучий диск; 2 - ведучий вал; 3 - підшипник; 4 - кривошип циліндричної форми; 5 – вісь; 6 – гайка; 7 - палець кривошипа; 8 - шатун; 9 - гвинт; 10 - крейцкопф; 11 - напрямні крейцкопфа; 12 - шток; 13 - поршень; 14 - циліндр; 15,16 – впускні та випускні клапани.

Конструкція служить для зміни ходу поршня, а одночасно з цим і робочого об'єму насоса, наприклад до мінімального значення, величина якого обумовлена розрахунком при проектуванні гідроприводу. Відбувається це за рахунок зміни закону руху поршня [19].

Патент №13709 «Поршень»

Поршень, що містить корпус, закріплений на хвостовику штока за допомогою гайки зі стопорною шайбою, й дві ущільнювальні деталі, який відрізняється тим, що корпус складається з напрямного кільця, зовнішній діаметр якого на 4-5 мм менший від діаметра гільзи поршня, двох комплектів змінних втулок різного діаметра з конусністю зовнішніх поверхонь 1:3...1:2,5 і двох натискних шайб, між якими закріплені дві ущільнювальні деталі, що мають форму кілець із спеціальним суцільним перерізом та виготовлені зі зносостійкого еластичного матеріалу, наприклад з поліуретану [20].

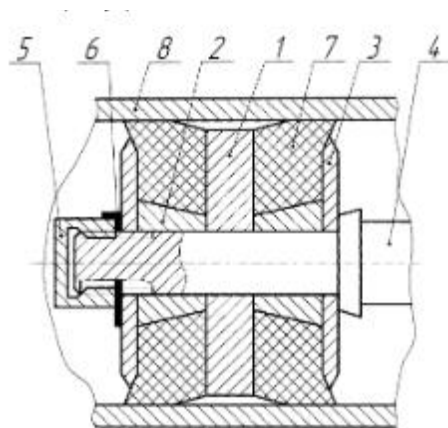


Рисунок 5.3 – Ескіз до патенту 13709 «Поршень»: 1 – напрямне кільце; 2 – втулка; 3 – натискна шайба; 4 - шток; 5 - гайка; 6 – стопорна шайба; 7-манжета; 8-гільза.

Застосування запропонованого рішення дає можливість підвищити ресурс роботи поршня, спростити його виготовлення та покращити ремонтпридатність. Ущільнювальні деталі суцільного перерізу зручно виготовляти широко розповсюдженим методом точіння. Для виготовлення цих деталей, на відміну від цільнообвареного поршня, можна використовувати різні полімерні матеріали, у тому числі такі, що мають найвищу зносостійкість в умовах абразивного тертя [20].

Патент №47409 «Поршень бурового насоса»

Поршень бурового насоса, що включає: металевий сердечник з розділовим буртом, дві тотожні знімні манжети, кожна з яких кріпиться до сердечника за допомогою шайби і стопорного кільця, який відрізняється тим, що тіло манжети входить на глибину, не меншу 6 мм, у проточку бурта, а контактуюча частина манжети виконана як кільцева виїмка, в яку щільно вставлене зносостійке поліамідне кільце, скруглена поверхня долішньої грані якого дотикається у манжеті до, тотожного за скругленням, компенсуючого елемента, а на внутрішній поверхні твірної циліндра манжети виконаний кільцевий виступ для додаткового ущільнення по посадочному місцю і запобігання промиванню манжети буровим розчином [21].

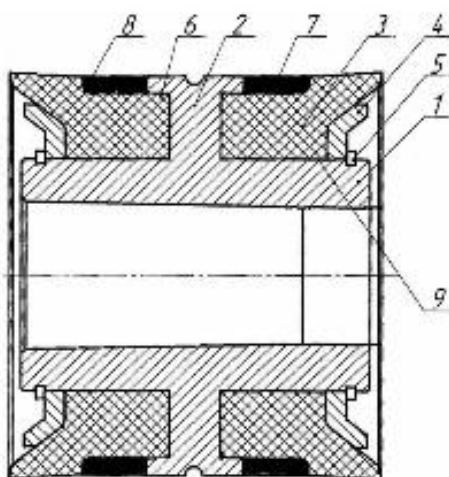


Рисунок 5.4 – Ескіз до патенту 47409 «Поршень бурового насоса»: 1 - сердечник;
2 - борт; 3 - манжета; 4 - шайба; 5 - стопорне кільце; 6 - проточка бурта;
7 - поліамідне кільце; 8 - компенсуючий елемент; 9 - кільцевий виступ.

Запропонований поршень бурового насосу забезпечує якісне нагнітання промивальної рідини при бурінні нафтових і газових свердловин з кращими експлуатаційними показниками. Завдяки фізико-механічним властивостям поліуретану, виготовлені із нього манжети мають підвищену експлуатаційну надійність, яку додатково забезпечує і захисне поліамідне кільце, оскільки, порівняно з поліуретаном, поліамід має нижчий коефіцієнт тертя ковзання і більш високу динамічну витривалість та стійкість до теплового старіння. Рівномірність зносу зв'язаної пари тертя підвищує довговічність циліндрових втулок. Поліамідне

кільце запобігає збільшенню зовнішнього діаметру еластичних манжет при підвищеному тиску, що призводить до витискання еластичного матеріалу манжет у зазор між циліндровою втулкою і буртом сердечника [21].

Патент №17022 «Поршень»

Поршень, який містить металоарматуру, що складається з маточини з центральним отвором, середнім розподільним фланцем і боковими фланцями, які мають отвори, і дві ущільнювальні манжети, який відрізняється тим, що розподільний і бокові фланці мають на зовнішній циліндричній поверхні кільцеву канавку, з'єднану з отворами в них [22].

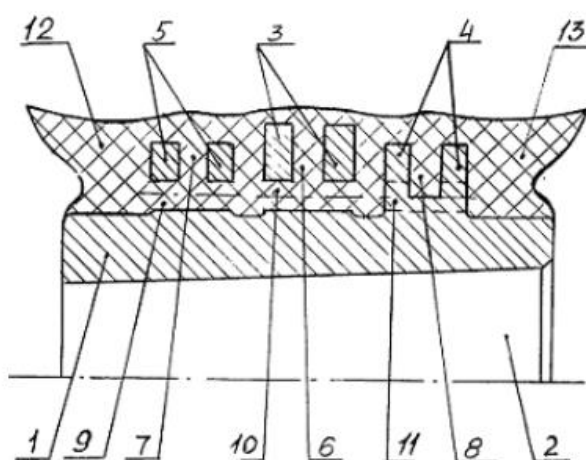


Рисунок 5.5 – Ескіз до патенту 17022 «Поршень»: 1-маточина; 2-отвір;
3-розподільний фланець; 4,5-боковий фланець; 6,7,8-поверхневі канавки;
9,10,11-отвори; 12,13-манжета

При переміщенні поршня в такті нагнітання тиск сприймається манжетою, наприклад 12, і через отвір 9 передається матеріалу в канавці 7, а також через отвір 10 матеріалу в канавці 6, створюючи в зоні бокового фланця 5 і розподільного фланця 3 підвищений радіальний тиск матеріалу на стінки циліндра. Це сприяє підвищенню герметичності. Крім того канавки 6, 7 і 8 сприяють збільшенню поверхні з'єднання матеріалу манжет 12 і 13 з металоарматурою, що зменшує імовірність відшаровування матеріалу манжети від маточини. Це сприяє підвищенню довговічності поршня. Поршень такої конструкції має більшу надійність і може знайти використання при експлуатації бурових насосів [22].

Патент №23348 «Поршень»

Поршень, який містить металеву арматуру, що складена з маточини і бокових фланців з отворами, і з'єднана з металевою арматурою манжета, який відрізняється тим, що манжета виконана суцільною і має на зовнішній поверхні, на ділянці між боковими фланцями, кільцевий виступ, а осі отворів у бокових фланцях виконані неспівпадаючими і напроти отворів виконані глухі отвори в манжеті [23].

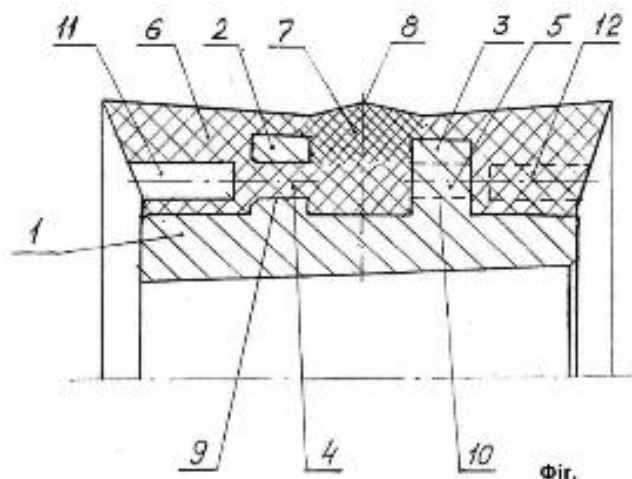


Рисунок 5.6 – Ескіз до патенту 23348 «Поршень»: 1-маточина; 2,3-боковий фланець; 4,5-отвір; 6-манжета; 8-кільцевий виступ; 9,10-циліндрична поверхня; 11,12-глухі отвори.

При переміщенні поршня, наприклад справа наліво, манжета 6 під дією тиску нагнітання притискається добокового фланця 2. При цьому зі сторони фланця 3 манжета розвантажена від дії тиску. Одночасно тиск рідиничерез отвір 11 передається масі матеріалу, який знаходиться в отворі 4 і далі масі матеріалу на ділянці 7 міжбоковими фланцями 2 і 3, у результаті чого кільцевий виступ 8 притискається до циліндра з утвореннямстискальних напружень, які протидіють напруженням розтягування, які виникають внаслідок тертя манжети 6 поциліндру [23].

Патент №74656 «Поршень»

Поршень, який містить осердя з опорним буртом і нерознімно закріплений на ньому еластичний ущільнювач, який відрізняється тим, що ущільнювач виконаний з

перекриттям опорного бурта осердя, причому товщина ущільнювача над опорним буртом не перевищує 0,1 розміру посадочного діаметра поршня, а опорний бурт має концентрично розташовані відносно посадочного діаметра поршня отвори з розточкою зі сторони низького тиску, причому сума площ перерізів отворів дорівнює площі перерізу ущільнювача над опорним буртом [24].

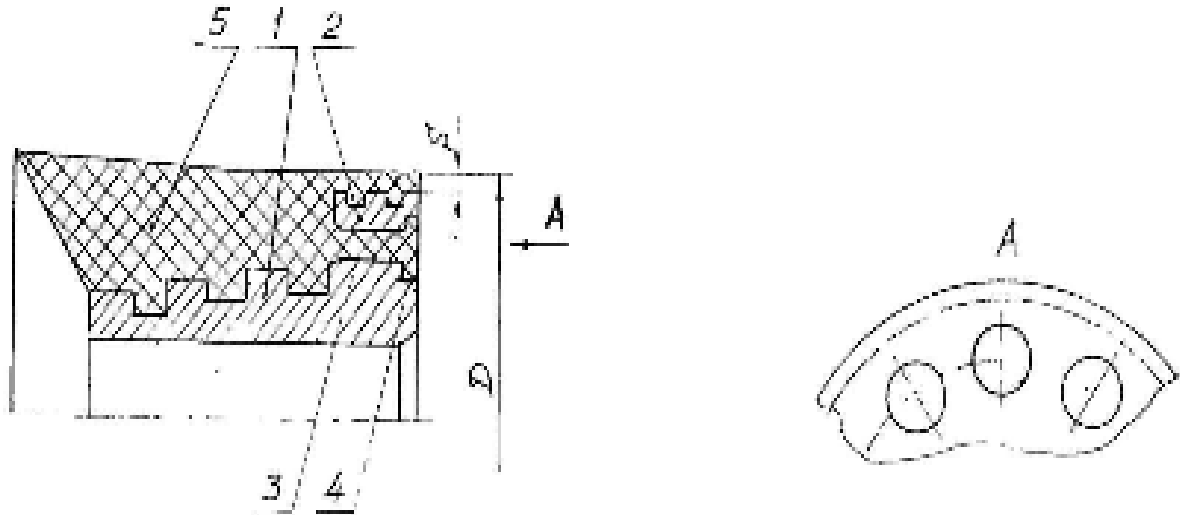


Рисунок 5.7 – Ескіз до патенту 74656 «Поршень»: 1-сердечник; 2-бурт; 3-отвори; 4-розточка; 5-еластичний ущільнювач.

При роботі насоса в процесі нагнітання під дією тиску робочої рідини на торець ущільнювача 5 останній деформується в осьовому і радіальному напрямках і перекриває зазор між циліндром і поршнем, забезпечуючи герметичність [24].

На сайті FIPS по даним темам пошуку були знайдені такі винаходи:

Патент №22688 «Поршень бурових насосів»

Поршень бурових насосів відрізняється тим, що, з метою підвищення експлуатаційної надійності, гумові манжети виконані двошаровими, що мають конічні скоси в потиличній частині, при цьому зовнішній шар виконано товщиною 5-7 мм [25].

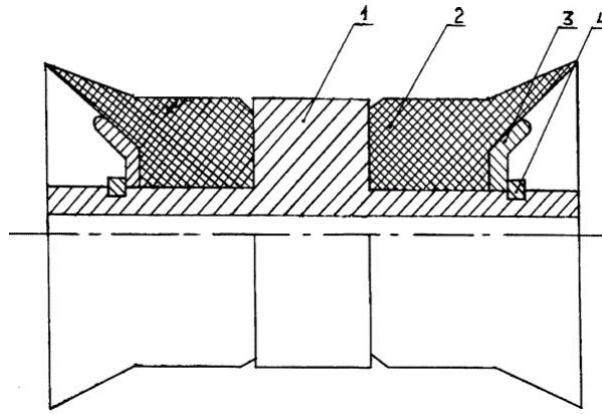


Рисунок 5.8 – Ескіз до патенту 22688 «Поршень бурових насосів»: 1-металевий сердечник з розділовим буром, 2-манжети, 3 притискні шайби, 4 замкові кільця.

Такий поршень має високу зносостійкість з ефектом самозмащування при терті ковзанні, а конічний скіс в потиличній частині виконаний у формі параболи, увігнутою до сердечника підвищує довговічність поршня в 1,5-2 рази, знижує затрати на виробництво, та підвищує довговічність втулок за рахунок рівномірного зносу [25].

Патент №2230936 «Поршень бурового насоса»

Поршень бурового насоса, що складається з осесиметричного корпусу металлоарматури з центральним отвором і проточками на зовнішній частині, із середнім розділовим фланцем, які мають зовнішній діаметр, менший, ніж зовнішній діаметр циліндричної частини поршня, а в основі аксіальні отвори, з монолітним ущільнюючим елементом, що має передні конічні і тильні циліндричні ущільнювальні поверхні, прикріпленим, наприклад, вулканізацією по обидві сторони від торців розділового фланця, що відрізняється тим, що ділянки ущільнювального елемента з боку передніх конічних і тильних циліндричних ділянок, з боку бічних поверхонь і над розділовим фланцем виконані з більш високою твердістю і міцністю шляхом введення жорстких в тангенціальному напрямку, проникних для матеріалу елемента ущільнювача армуючих елементів, що володіють адгезією і монолітно пов'язаних з матеріалом елемента ущільнювача, а на зовнішній циліндричній поверхні фланця виконані кільцеві проточки, а над ним розміщена частина монолітного ущільнюваного елемента [26].

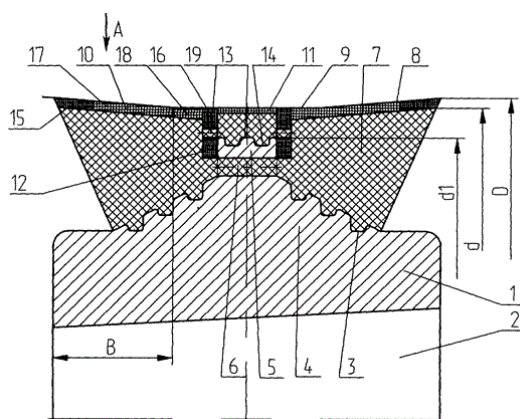


Рисунок 5.9 – Ескіз до патенту 2230936 «Поршень бурового насоса»:

1-вісесеметричний корпус; 2-центральный отвір; 3,14-проточка; 4-зовнішня частина; 5-зозподільний фланець; 6,19-отвори; 7-ущільнювальний елемент; 8,9-ущільнювальні елементи; 10,11-армуючий елемент; 12-торець; 13-зовнішня циліндрична поверхня; 15-працююча кромка; 16-плоска частина; 17-порожні конуси; 18-порожній циліндр.

Жорсткі проникні армуючі елементи 10, 11 можуть бути виконані з комбінації різних дротів одні з яких виконані з антифрикційного матеріалу, що володіє хорошими адгезійними властивостями по відношенню до матеріалу елемента ущільнювача, інші - з високо теплопровідні матеріалу, забезпечують інтенсивне відведення тепла із зони тертя, а треті - з високоміцного матеріалу, забезпечують загальну міцність і зносостійкість ущільнення. Дана конструкція поршня забезпечує підвищення довговічності в умовах роботи при високому тиску з рідинами, що мають абразивні включення, і може бути використана в ущільненнях, що працюють в умови високих тисків робочих середовищ і абразивного зносу в різних галузях промисловості [26].

Патент №24529 «Поршень бурового насоса»

Поршень бурового насоса, що включає сердечник з опорним фланцем і манжету, що відрізняється тим, що на опорному фланці сердечника виконана кільцева канавка, в якій встановлено ущільнення [27].

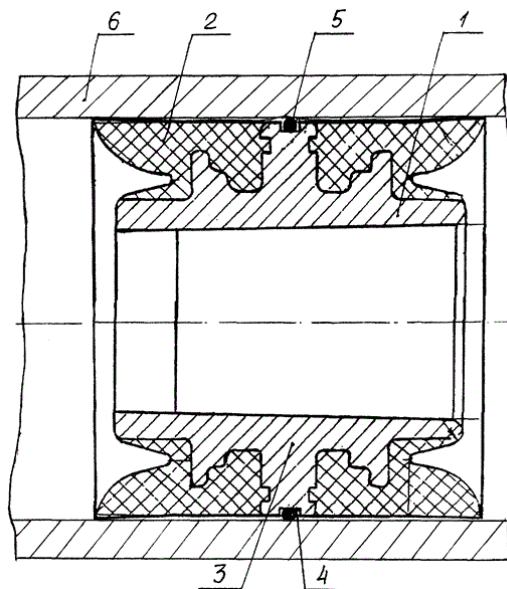


Рисунок 5.10 – Ескіз до патенту 24529 «Поршень бурового насоса»: 1-сердечник; 2-манжета; 3-опорний фланець; 4-канавка; 5-ущільнення; 6-втулка

Виконання кільцевої канавки на фланці сердечника, та поміщеної в неї ущільнення дозволяє підвищити герметичність поршня, що викликає зниженням концентрації абразивних частин в рідині в зоні між контактними поверхнями поршня та циліндра [27].

Патент №2564155 «Зміщений кулачок для поршневого насоса»

Вузол насоса, що містить: кулачок, який обертається в площині навколо ексцентрикової осі і має периферійну бічну стінку; і поршень, що зачіпляється з периферійною бічною стінкою кулачка, і який переміщується вздовж осі поршня; при чому вісь поршня лежить в площині кулачка і паралельна, але не збігається з опорною лінією, перпендикулярної до ексцентрикової осі і перетинається з ексцентриковою віссю, і кулачок прикладає максимальні зусилля до поршня, коли вісь поршня перпендикулярна до периферійної бокової стінки, де ролик, який працює від кулачка, зачіпається з периферійною бічною стінкою, і максимальне зусилля, яке прикладене кулачком до поршня, діє, по суті, на одній прямій з віссю поршня. [28]

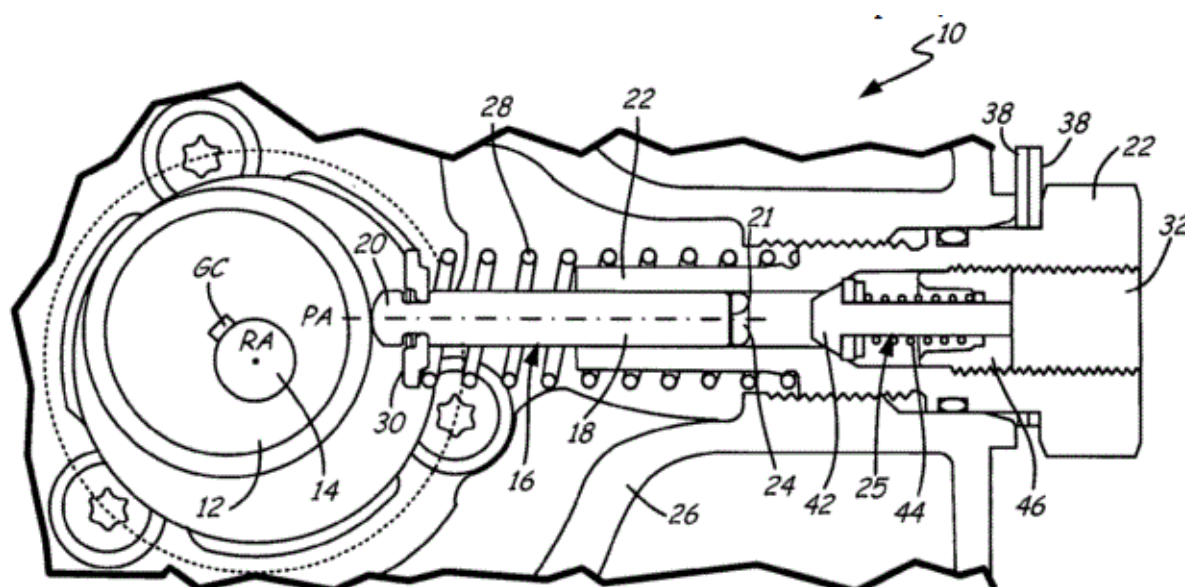


Рисунок 5.11 – Ескіз до патенту 2564155 «Зміщений кулачок для поршневого насоса»: 10-вузол насоса; 12-кулачок; 14-привідний вал; 16-поршень; 18-прямий вал; 20-ролиу; 22-циліндр; 24-впускний отвір; 25-клапан; 26-основа-; 28-пружина; 30-опора; 32-випускний отвір; 36-кільце; 38-затискач; 42-пробка; 44-пружина; 46-опора.

Під засобом усунення поршня від однієї лінії з віссю обертання кулачка 12 даний винахід зменшує знос елементів вузла 10 насоса і підвищує ефективність відкачування за рахунок мінімізації непотрібного крутного моменту. Крім того, даний винахід забезпечує приведення в рух поршня 16 за рахунок обертання при меншому моменті приводного вала 14, таким чином, додатково підвищуючи енергетичний ККД [28].

Патент № 2328621 «Поршневий насос»

Винахід відноситься до галузі машинобудування і може бути використано здебільшого у нафтовій промисловості, зокрема в насосних установках, призначених для перекачування в'язких рідин, наприклад для нагнітання промивної рідини в свердловину. У корпусі приводу встановлені трансмісійний вал і корінний вал. На трансмісійному валу розташована пара ведучих коліс, які входять в зачеплення з зубчастими вінцями складових ведених зубчастих коліс, маточини яких виконані спільно з ексцентриками і розташовані на корінному валу, причому ексцентрики є

опорами підшипників, на які встановлені шатуни своїми збільшеними цапфами, в центральній частині приводу маточини взаємно з'єднані по циліндричній посадці, співвісно розташованого відповідного ексцентрика, причому кожний шатун через крейцкопф пов'язаний з відповідним штоком поршня гідроциліндра [29].

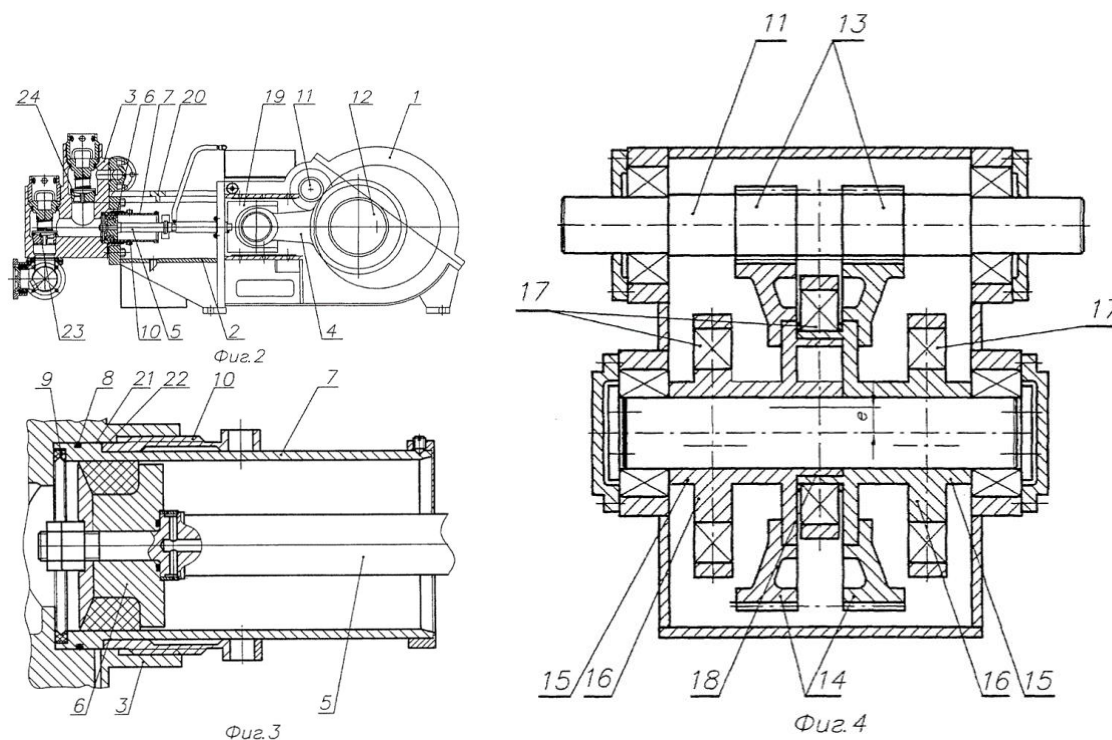


Рисунок 5.12 – Ескіз до патенту 2328621 «Поршневий насос»: 1-привід; 2-блок циліндрів; 3-клапанна коробка; 4-шатун; 5-шток; 6-поршень; 7-гідроциліндр; 8,9-ущільнення; 10-встановлююча гайка; 11-трансмійний вал; 12-головний вал; 13-пара ведучих коліс; 14-зубчаті вінці; 15-ступиця; 16-ексцентрик; 17-підшипник; 18-посадка; 19-крейцкопф; 20-несучий траверс; 21-циліндричний пояс; 22-торцева поверхня; 23,24-клапани.

Запропоноване технічне рішення дозволяє спростити конструкцію приводу, зменшити металоємність і підвищити надійність роботи поршневого насоса в цілому. З'єднання по циліндричній посадці маточин ведених зубчастих коліс, які виконуються спільно з ексцентриками, несучих функцію кривошипів кривошипно-шатунних механізмів, забезпечує спрощення їх технології виготовлення. Зменшення металоємності і підвищення надійності здійснюється також за рахунок посадки

гідроциліндра за допомогою циліндричного пояса в відповідне посадочне місце корпусу клапанної коробки [29].

Після пошуку патентів найбільшу схожість з даною темою має патент №2328621 «Поршневий насос». В цьому патенті представлена конструкція нового поршневого насоса. Поршень цього насоса має схожість з поршнем, що розглядається в даному дипломному проекті. Хоча сам насос через свою конструкцію не здатен створювати значний тиск та працювати значний проміжок часу, так як блок циліндрів не дозволить йому це зробити. Вдосконалений поршень, що розглядається в дипломному проекті має низку переваг, а саме:

- має меншу кількість деталей
- манжети не тільки ущільнюють, а й працюють як горвер запобігаючи розгвинчування різі
- В поршні рідина може протікати тільки між манжетою та втулкою гідроциліндра.

6 Технологічна частина

6.1 Характеристика типу виробництва

Для кафедри прикладної гідроаеромеханіки був розроблений технологічний процес блоку гідроциліндрів, блоку клапанів напірних та блоку клапанів всмоктувальних [30].

Кафедра має одиничний тип виробництва, що в свою чергу визначає характер й побудову технологічного процесу [31].

Одиничний тип виробництва характеризується невеликим обсягом випуску однакових виробів, непостійною номенклатурою випущеної продукції, яка з часом не повторюється. Це обмежує можливість використання стандартних конструкторсько-технологічних рішень. Основною рисою одиничного типу виробництва є:

- переважна більшість технологічно спеціалізованих цехів, дільниць, робочих місць за якими відсутня постійна закріпленість певних робіт та виробів;
- Використовується зазвичай універсальне обладнання, яке розміщується за однотипними групами;
- багато висококваліфікованих працівників, які зайняті в виробничому процесі виготовлення продукції;
- багато операцій, які виконуються вручну, а також тривалість виробничого циклу;
- децентралізація оперативного-виробничого планування й управління виробництвом;
- виробництво має багато відходів.

Середня кваліфікація робітників при одиничному типові виробництва вища, ніж в масовому та середньо-серійному виробництві. Технологічна документація і технічне нормування детально розробляються для найбільш складних і відповідальних заготовок при одночасному вживанні спрощеної документації і дослідно-статистичного нормування простих заготовок.

6.2 Вибір і технічне обґрунтування методу виготовлення заготовки

Литво по моделях, що газифікуються - спосіб отримання виливків, що використовує модель, виготовлену з матеріалу, який газифіковується при заливці розплавленого металу в ливарну форму. Найпоширенішим матеріалом для моделей є пінополістирол.

Спосіб лиття по моделях, що газифікуються (ЛГМ) має низку переваг:

- Знизити витрати на обладнання
- Зменшити кількість технологічних операцій
- Виключається використання стрижнів і обладнання для їх виготовлення завдяки використанню в якості формувального матеріалу оборотного кварцового піску і зміцнення форми вакуумом.

- Скоротити операції фінішної обробки виливків
- кількість відходів виробництва зменшується до мінімуму
- В 2-4 рази зменшується трудомісткість
- В 2-3 рази зменшується споживання електроенергії
- Виробничі площі скорочуються, та оптимально використовуються.
- В 3-5 разів зменшуються втрати на допоміжні матеріали.

Витрати на організацію виробництва ЛГМ, включають в себе проектування та виготовлення прес-форм. Технологія ЛГМ дозволяє одержувати виливки вагою від 10 грам до 2000 кілограм з чистотою поверхні Ra 3,2 – 6,3, розмірної і вагової точності до 4 класу (ГОСТ 26645-85).

Матеріали виливків, з яких можна робити заготовки:

- практично всі марки чавунів від СЧ15 до ВЧ50, зносостійкі.
- сталі, від простих вуглецевих ст. 20-45 до високолегованих, теплостійких і жароміцних.
- практично всі ливарні марки бронзи, латуні, алюмінію.

6.3 Опис техпроцесу

Технологічний процес був створений для кафедри прикладної гідроаеромеханіки.

В технологічному процесі були використані ті верстати, які знаходяться на кафедрі. Для обробки блоку гідроциліндрів, блоку клапанів напірних та блоку клапанів всмоктувальних були використані три верстати, а саме:

Верстат 6P82 використовується для фрезерної операції (фрезування поверхонь)

Верстат 2A450 використовується для координатно – розточувальної операції (розточування отворів)

верстат 2M55 використовується для свердлильної операції (просвердити отвори та нарізати різь)

Так як кафедра не має ливарної дільниці заготовки замовляються окремо на заводі.

Під час контролю ВТК контролюються всі розміри

Гідравлічні випробування проводяться з метою знайти течі в деталі, або її потіння. Проводяться випробування при тиску 4,5 МПа (45 кгс/см²).

Технологічні процеси виготовлення деталей наведені в додатку А.

7 Економічна частина

Розрахунки, представлені у даній роботі виконані за загальноприйнятими методиками [32].

7.1 Розрахунок повної собівартості

За допомогою технологічного процесу була розрахована кошторна вартість блоку гідроциліндра, блоку клапанів напірних, блоку клапанів всмоктуючих.

Собівартість продукції – це витрати підприємства на виготовлення та реалізацію товару вираженого в грошовій формі. Собівартість продукції включає в себе вартість сировини, матеріалів, палива та енергії, амортизацію основних фондів, заробітну плату працівників та інші витрати на виробництво необхідної продукції. Собівартість один з важливих якісних показників що характеризує всі сторони діяльності підприємства. Вона відбиває ефективність використання трудових і матеріальних ресурсів на випуск продукції.

Розраховуємо повну собівартість.

Витрати на вироби, що закупаються:

$$Z_{\text{пок}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{пок},i} \cdot N_{\text{пок},i} \cdot C_i, \quad (7.1)$$

де $C_{\text{пок},i}$ – оптова ціна 1 кг ЛГМ, що закупаються;

$N_{\text{пок},i}$ – кількість виробів, що закупаються.

C_i – вага і-ої одиниці матеріалу, кг.;

Дані для розрахунку наведені в таблиці 7.1

$$Z_{\text{покБЦ}} = 110 \cdot 1 \cdot 17 = 1870 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{покБКН}} = 110 \cdot 1 \cdot 6,5 = 715 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{покБКВ}} = 110 \cdot 1 \cdot 11 = 1210 \text{ грн}$$

Таблиця 7.1 - Матеріали

Деталь	Матеріал	Маса, кг	Кіл., шт	Ціна 1 кг матеріалу, грн.	Ціна 1 кг ЛГМ, грн.	Ціна ЛГМ грн.
Блок циліндрів (БЦ)	СЧ 15	17	1	40	110	1870
Блок клапанів напірних (БКН)	СЧ 15	6,5	1	40	110	715
Блок клапанів всмоктуючих (БКВ)	СЧ 15	11	1	40	110	1210

Транспортні – заготівельні витрати:

$$Z_{\text{тр}} = \frac{K_{\text{тр}} \cdot Z_{\text{пок}}}{100\%}, \quad (7.2)$$

де $K_{\text{тр}}$ – відсоток транспортно-заготівельних витрат, %.

Приймаємо $K_{\text{тр}} = 4\%$. Тоді:

$$Z_{\text{трБЦ}} = \frac{4\% \cdot 1870}{100\%} = 74,8 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{трБКН}} = \frac{4\% \cdot 715}{100\%} = 28,6 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{трБКВ}} = \frac{4\% \cdot 1210}{100\%} = 48,4 \text{ грн}$$

Споживання електроенергії:

$$Z_e = \sum (T_{\text{штк}} \cdot N_{\text{вер}}) \cdot C_{\text{кВт}} , \quad (7.3)$$

де $T_{\text{штк}}$ – норма штучно калькуляційного часу, хв;

$N_{\text{вер}}$ – потужність верстата;

$C_{\text{кВт}}$ - ціна одного кіловата електроенергії $C_{\text{кВт}} = 1,90$ грн/кВт.

$$Z_{\text{еБЦ}} = \left(\frac{(35 \cdot 0,001) + (125 \cdot 7,5) + (180 \cdot 6,2) + (165 \cdot 4,5)}{60} \right) \cdot 1,90 = 88,54 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{еБКН}} = \left(\frac{(35 \cdot 0,001) + (125 \cdot 7,5) + (65 \cdot 6,2) + (90 \cdot 4,5)}{60} \right) \cdot 1,90 = 55,28 \text{ грн}$$

$$Z_{\text{еБКВ}} = \left(\frac{(35 \cdot 0,001) + (125 \cdot 7,5) + (65 \cdot 6,2) + (100 \cdot 4,5)}{60} \right) \cdot 1,90 = 56,7 \text{ грн}$$

Розрахунок заробітної платні працівників виробництва:

Таблиця 7.2 – Час роботи та розряд працівника

№ операції	Найменування операції	Норми часу		Розряд роботи	С _г грн/год
		T _{пз} хв	T _{шт} хв		
Операції для блоку гідроциліндрів					
015	Слюсарна	20	15	1	32,40
020	Горизонтально-фрезерна	20	105	2	39,6
025	Координатно-розточувальна	20	160	4	54
030	Радіально-свердлильна	35	130	3	46,8
Операції для блоку клапанів напірних					
015	Слюсарна	20	15	1	32,40
020	Горизонтально-фрезерна	20	105	2	39,6
025	Координатно-розточувальна	15	50	4	54
030	Радіально-свердлильна	25	50	3	46,8
Операції для блоку клапанів всмоктувальних					
015	Слюсарна	20	15	1	32,40
020	Горизонтально-фрезерна	20	105	2	39,6
025	Координатно-розточувальна	15	50	4	54
030	Радіально-свердлильна	25	75	3	46,8

Норма штучно калькуляційного часу на операції визначається за формулою:

$$T_{штк} = T_{шт} + \frac{T_{пз}}{n_d}, \text{ хв}, \quad (7.4)$$

де n_d – кількість деталей

$T_{шт}$ – норма часу на обробку деталі

$T_{пз}$ – норма часу на підготовчі та заключні роботи

Норма штучно-калькуляційного часу для блоку гідроциліндрів:

$$T_{\text{штк}_{015}} = 20 + \frac{15}{1} = 35, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{020}} = 20 + \frac{105}{1} = 125, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{025}} = 20 + \frac{160}{1} = 180, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{030}} = 35 + \frac{130}{1} = 165, \text{ хв.}$$

Норма штучно-калькуляційного часу для блоку клапанів напірних:

$$T_{\text{штк}_{015}} = 20 + \frac{15}{1} = 35, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{020}} = 20 + \frac{105}{1} = 125, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{025}} = 15 + \frac{50}{1} = 65, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{030}} = 25 + \frac{65}{1} = 90, \text{ хв.}$$

Норма штучно-калькуляційного часу для блоку клапанів всмоктувальних:

$$T_{\text{штк}_{015}} = 20 + \frac{15}{1} = 35, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{020}} = 20 + \frac{105}{1} = 125, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{025}} = 15 + \frac{50}{1} = 65, \text{ хв.}$$

$$T_{\text{штк}_{030}} = 25 + \frac{75}{1} = 100, \text{ хв.}$$

6. Заробітна платня визначається по формулі:

$$C_3 = \sum (C_r \cdot T_{\text{штк}}) \cdot K_{\text{cp}} \cdot K_{\text{np}}, \quad (7.5)$$

де C_2 – погодинна тарифна ставка першого розряду робочих відрядників з нормальними умовами праці.

K_{cp} – тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт. Приймаємо

$$K_{\text{cp}} = 1,33$$

$T_{\text{штк}}$ – трудомісткість нового виробу, н.год.

K_{np} – коефіцієнт, що враховує розмір премії. Приймається $K_{\text{np}} = 1,4$.

Тоді заробітна платня:

Блоку гідроциліндрів

$$C_3 = \left(\frac{(35 \cdot 32,4) + (125 \cdot 39,6) + (180 \cdot 54) + (165 \cdot 46,8)}{60} \right) \cdot 1,33 \cdot 1,4 = 730,09 \text{ грн}$$

Блоку клапанів напірних

$$C_3 = \left(\frac{(35 \cdot 32,4) + (125 \cdot 39,6) + (65 \cdot 54) + (90 \cdot 46,8)}{60} \right) \cdot 1,33 \cdot 1,4 = 428,45 \text{ грн}$$

Блоку клапанів всмоктувальних

$$C_3 = \left(\frac{(35 \cdot 32,4) + (125 \cdot 39,6) + (65 \cdot 54) + (100 \cdot 46,8)}{60} \right) \cdot 1,33 \cdot 1,4 = 442,97 \text{ грн}$$

Додаткова заробітна платня виробничих працівників, визначається у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 15% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot C_3}{100\%} \quad (7.6)$$

$$C_{\text{додБЦ}} = \frac{15\% \cdot 730,09}{100\%} = 109,51 \text{ грн}$$

$$C_{\text{додБКН}} = \frac{15\% \cdot 428,45}{100\%} = 64,27 \text{ грн}$$

$$C_{\text{додБКВ}} = \frac{15\% \cdot 442,97}{100\%} = 66,45 \text{ грн}$$

Нарахування на заробітну платню нараховується у відсотках від суми основної та додаткової заробітної платні виробничих працівників та враховує відрахування на соціальне страхування в розмірі 22%:

$$C_H = (C_3 + C_{\text{дод}}) \cdot 0,22, \quad (7.7)$$

$$C_{\text{нБЦ}} = (730,09 + 109,51) \cdot 0,22 = 184,71 \text{ грн}$$

$$C_{\text{нБКН}} = (428,45 + 64,27) \cdot 0,22 = 108,4 \text{ грн}$$

$$C_{\text{нБКВ}} = (442,97 + 66,45) \cdot 0,22 = 112,07 \text{ грн}$$

Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів визначається в розмірі 15% від основної заробітної платні:

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot C_z \quad (7.8)$$

$$C_{\text{інстБЦ}} = 0,15 \cdot 730,09 = 109,51 \text{ грн}$$

$$C_{\text{інстБКН}} = 0,15 \cdot 428,45 = 64,27 \text{ грн}$$

$$C_{\text{інстБКВ}} = 0,15 \cdot 442,97 = 66,45 \text{ грн}$$

Визначення накладних витрат:

а) витрати по утриманню та експлуатації обладнання:

$$C_{\text{еу}} = \frac{C_z \cdot K_{\text{еу}}}{100}, \quad (7.9)$$

де $K_{\text{еу}}$ – відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання до основної заробітної платні. За розрахунками по аналогу $K_{\text{еу}} = 45\%$.

$$C_{\text{вубЦ}} = \frac{730,09 \cdot 45\%}{100\%} = 328,54 \text{ грн}$$

$$C_{\text{вубКН}} = \frac{428,45 \cdot 45\%}{100\%} = 192,8 \text{ грн}$$

$$C_{\text{вубКВ}} = \frac{442,97 \cdot 45\%}{100\%} = 199,34 \text{ грн}$$

б) цехові витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників за формулою:

$$C_{цв} = \frac{C_з \cdot K_{цв}}{100}, \quad (7.10)$$

де $K_{цв}$ – відсоток цехових витрат до основної заробітної платні. Приймаємо

$$K_{цв} = 45\%.$$

$$C_{цвБЦ} = \frac{730,09 \cdot 45\%}{100\%} = 328,54 \text{ грн}$$

$$C_{цвБКН} = \frac{428,45 \cdot 45\%}{100\%} = 192,8 \text{ грн}$$

$$C_{цвБКВ} = \frac{442,97 \cdot 45\%}{100\%} = 199,34 \text{ грн}$$

в) загальновиробничі витрати визначаються у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{зв} = \frac{C_з \cdot K_{зв}}{100}, \quad (7.11)$$

де $K_{зв}$ – відсоток загальнозаводських витрат до основної заробітної платні. За відсутністю даних приймаємо $K_{зв} = 40\%$.

$$C_{звБЦ} = \frac{730,09 \cdot 40\%}{100\%} = 292,04 \text{ грн}$$

$$C_{звБКН} = \frac{428,45 \cdot 40\%}{100\%} = 171,38 \text{ грн}$$

$$C_{звБКВ} = \frac{442,97 \cdot 40\%}{100\%} = 177,19 \text{ грн}$$

Виробнича собівартість виробу, який проектуємо визначається як сума всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{вир} = Z_{пок} + Z_{тр} + C_e + C_z + C_{дод} + C_n + C_{інст} + C_{ву} + C_{цв} + C_{зв} \quad (7.12)$$

$$C_{вирБЦ} = 1870 + 74,8 + 88,54 + 730,09 + 109,51 + 184,71 + 109,51 + 328,54 + \\ + 328,54 + 292,04 = 4116,28 \text{ грн}$$

$$C_{вирБКН} = 715 + 28,6 + 55,28 + 428,45 + 64,27 + 108,4 + 64,27 + 192,8 + \\ + 192,8 + 171,38 = 2021,25 \text{ грн}$$

$$C_{вирБКВ} = 1210 + 48,4 + 56,7 + 442,97 + 66,45 + 112,07 + 66,45 + \\ + 199,34 + 199,34 + 177,19 = 2578,91 \text{ грн}$$

Позавиробничі витрати визначаються у відсотках від виробничої собівартості виробу, який проектуємо і складають 3%:

$$C_{пв} = 0,03 \cdot C_{вир} \quad (7.13)$$

$$C_{пвБЦ} = 0,03 \cdot 4116,28 = 123,49 \text{ грн}$$

$$C_{пвБКН} = 0,03 \cdot 2021,25 = 60,64 \text{ грн}$$

$$C_{пвБКВ} = 0,03 \cdot 2578,91 = 77,37 \text{ грн}$$

Повна собівартість виробу:

$$C_{нов} = C_{вир} + C_{пв} \quad (7.14)$$

$$C_{повБЦ} = 4116,28 + 123,49 = 4239,77 \text{ грн}$$

$$C_{повБКН} = 2021,25 + 60,64 = 2081,89 \text{ грн}$$

$$C_{повБКВ} = 2578,91 + 77,37 = 2656,28 \text{ грн}$$

Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуемого виробу:

а) планові накопичення визначаються з умов рентабельності виробництва до повної його собівартості за формулою:

$$П = \frac{C_{нов} \cdot P}{100}, \quad (7.15)$$

де P – рентабельність виробу, %. У нашому випадку 15%.

$$П_{бц} = \frac{4239,77 \cdot 15\%}{100\%} = 635,97 \text{ грн}$$

$$П_{бкн} = \frac{2081,89 \cdot 15\%}{100\%} = 312,28 \text{ грн}$$

$$П_{бкв} = \frac{2656,28 \cdot 15\%}{100\%} = 393,79 \text{ грн}$$

б) договірна оптова ціна дорівнює:

$$Ц_{опт} = C_{нов} + П \quad (7.16)$$

$$\text{Ц}_{\text{оптБЦ}} = 4239,77 + 635,97 = 4875,74 \text{ грн}$$

$$\text{Ц}_{\text{оптБКН}} = 2081,89 + 312,28 = 2394,17 \text{ грн}$$

$$\text{Ц}_{\text{оптБКВ}} = 2656,28 + 393,79 = 3050,07 \text{ грн}$$

ПДВ визначаються у відсотках від договірної оптової ціни виробу, який проектуємо і складають 20%:

$$\text{ПДВ} = \text{Ц}_{\text{опт}} \cdot 020 \quad (7.17)$$

$$\text{ПДВбц} = 4875,74 \cdot 020 = 975,15 \text{ грн}$$

$$\text{ПДВбкн} = 2394,17 \cdot 020 = 478,83 \text{ грн}$$

$$\text{ПДВбкв} = 3050,07 \cdot 020 = 610,01 \text{ грн}$$

Кошторисна вартість:

$$\text{КВ} = \text{Ц}_{\text{опт}} + \text{ПДВ} \quad (7.18)$$

$$\text{КВбц} = 4875,74 + 975,15 = 5850,9 \text{ грн}$$

$$\text{КВбкн} = 2394,17 + 478,83 = 2873 \text{ грн}$$

$$\text{КВбкв} = 3050,07 + 610,01 = 3660,1 \text{ грн}$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 – Планова калькуляція собівартості

№ п/п	Стаття витрат	Сума БЦ, грн.	Сума БКН, грн.	Сума БКВ, грн.
1.	Покупні вироби та напівфабрикати	1870	715	1210
2.	Транспортно-заготівельні витрати	74,8	28,6	48,4
3.	Витрати на електроенергію	88,54	55,28	56,7
4.	Основна заробітна плата	730,09	428,45	442,97
5.	Додаткова заробітна плата	109,51	64,27	66,45
6.	Нарахування на заробітну плату	184,71	108,4	112,07
7.	Витрати на відшкодування зносу спеціальних пристосувань та інструменту	109,51	64,27	66,45
8.	Витрати по утриманню та експлуатації	328,54	192,8	199,34
9.	Цехові витрати	328,54	192,8	199,34
10.	Загальнозаводські витрати	292,04	171,38	177,19
11.	Виробнича собівартість	4116,28	2021,25	2578,91
12.	Позавиробничі витрати	123,49	60,64	77,37
13.	Повна собівартість	4239,77	2081,89	2656,28
14.	Планове накопичення	635,97	312,28	393,79
15.	Оптова ціна	4875,74	2394,17	3050,07
16.	ПДВ	975,15	478,83	610,01
17.	Кошторисна вартість	5850,9	2873	3660,1

7.2 Оцінка вартості маркетингової інформації

Розрахунки, представлені у даній роботі виконані за загальноприйнятими методиками [33].

Була досліджена оцінка вартості маркетингової інформації

Маркетингова інформація, - це результат здійснення маркетингових досліджень, які є необхідним аспектом отримання конкурентної переваги на ринку. А саме вони дозволяють знизити ступінь ризику, визначити і запобігти змінам у зовнішньому середовищі, координувати стратегії і тактики. Придбання маркетингової інформації пов'язано з додатковими витратами. При цьому невідомо наскільки прибуток, який можливо отримати від залучення інформації, перевищує витрати на її отримання. Під час визначення вартості маркетингової інформації потрібно врахувати наскільки прибуток, перевищує витрати, який можливо отримати від залучення інформації на її отримання. При залишковому принципі граничну вартість інформації можна визначити, як мінімальну ціну, яку можна заплатити за придбання відповідної інформації.

Дізнаємося доцільність придбання маркетингової інформації для поршневого насоса який виготовляють на кафедрі ПГМ.

Максимальна партія насосів, яку виготовляла кафедра складає (123рн.123. 7.4):

30 шт. (max партія) – якщо маркетингове середовище буде незмінним і споживачі нададуть перевагу даному типорозміру насоса;

15 шт. (min партія) – якщо частина споживачів переорієнтуються на власне виробництво насосів або нададуть перевагу іншим постачальникам насосів з подібними технічними показниками.

Два запропоновані варіанти поставки насосів споживачу є 123рн.123123ймовірними. Тоді вірогідність кожного з варіантів складає $\frac{1}{2}=0,5$.

У разі укладення контракту на 30 насосів, ціна одного насоса складатиме 43 850. 123рн., але якщо у контракті буде замовлено тільки 15 насосів, ціна одного насоса збільшиться до 45тис. 123рн... Маркетолог буде продавати насоси за ціною 47 тис. 123рн.. Всі нереалізовані насоси можуть бути повернені на підприємство за ціною 441680 грн. за насос.

Ціни для цієї задачі взяті з документації кафедри ПГМ, де рентабельність насоса приблизно дорівнює 7%, при оптовій закупівлі насосів ціна зменшується на 2,5% та під час повернення насоса на підприємство ціна змінюється на 5%.

При укладанні контракту маркетолог буде діяти так, що можливий продаж 30 шт. (max партія) насосів із вірогідністю 50% або продаж 15 шт. (min партія) насосів також з вірогідністю 50%.

Без додаткової інформації маркетолог надасть перевагу контракту в якому 30 насосів (умова підприємницького ризику). У цьому разі прибуток маркетолога буде знаходитись у межах максимальної і мінімальної величини. У випадку відсутності ризику перевага буде надана контракту на 15 насосів. При таких умовах маркетолог заздалегідь будете знати величину прибутку.

Щоб підрахувати вартість додаткової інформації, необхідно припустити, що з такою інформацією можна заключити правильний контракт на насоси незалежно від того, яким може бути продаж.

Порядок розрахунку

Таблиця 7.4 – Вихідні дані

Можливий обсяг продажу (124рн.)		Ціна продажу одного насоса, 124рн.. Ц _{ном}	Ціна одного насоса за контрактом, 124рн..		Ціна повернення одного насоса на підприємство Ц _{пов}
П _{min} партія	П _{max} партія		Ц _{min} партія	Ц _{max} партія	
15	30	47000	45000	43850	41680

Визначення прибутку маркетолога у разі відсутності додаткової інформації
Варіант 1- укладання контракту на 30 насосів.

Визначимо прибуток, який можна одержати за нижченаведеними умовами:

32) придбання та продаж 30 шт. насосів:

Дохід від продажу:

$$Ц_{1дох}^{вді} = Ц_{ном} \cdot П_{max} \quad (7.19)$$

$$47\,000 \cdot 30 = 1\,410\,000(124рн.)$$

Витрати на придбання:

$$\mathcal{C}_{1\text{ВИТ}}^{\text{Вді}} = \mathcal{C}_{\text{max}} \cdot \Pi_{\text{max}} \quad (7.20)$$

$$43850 \cdot 30 = 1\,315\,500(\text{грн})$$

Прибуток:

$$\mathcal{C}_{1\text{пр}}^{\text{Вді}} = \mathcal{C}_{1\text{дох}}^{\text{Вді}} - \mathcal{C}_{1\text{ВИТ}}^{\text{Вді}} \quad (7.21)$$

$$1\,410\,000 - 1\,315\,500 = 94\,500(125\text{рн.})$$

2) придбання max партії – 30 шт. насосів та продаж min партії – 15 шт. насосів:
дохід від продажу:

$$\mathcal{C}_{2\text{дох}}^{\text{Вді}} = \mathcal{C}_{\text{ном}} \cdot \Pi_{\text{min}} \quad (7.22)$$

$$47\,000 \cdot 15 = 705\,000(125\text{рн.})$$

Дохід при поверненні насосів:

$$\mathcal{C}_{2\text{пов}}^{\text{Вді}} = \mathcal{C}_{\text{пов}} \cdot \Pi_{\text{min}} \quad (7.23)$$

$$41\,680 \cdot 15 = 625\,200(125\text{рн.})$$

Витрати на придбання

$$\mathcal{C}_{2\text{ВИТ}}^{\text{Вді}} = \mathcal{C}_{\text{max}} \cdot \Pi_{\text{max}} \quad (7.24)$$

$$43\,850 \cdot 30 = 1\,315\,500(\text{грн})$$

Прибуток

$$\Pi_{2\text{пр}}^{\text{вді}} = \Pi_{2\text{дох}}^{\text{вді}} + \Pi_{2\text{пов}}^{\text{вді}} - \Pi_{2\text{вит}}^{\text{вді}} \quad (7.25)$$

$$705\,000 + 625\,200 - 1\,315\,500 = 14\,600(\text{грн})$$

Варіант 2- укладання контракту на 15 насосів.

Визначимо прибуток, який можна одержати за нижченаведеними умовами:

32) придбання та продаж 15 шт. насосів:

Дохід від продажу:

$$\Pi_{3\text{дох}}^{\text{вді}} = \Pi_{\text{ном}} \cdot \Pi_{\text{мін}} \quad (7.26)$$

$$47\,000 \cdot 15 = 705\,000(\text{грн})$$

Витрати на придбання:

$$\Pi_{3\text{вит}}^{\text{вді}} = \Pi_{\text{мін}} \cdot \Pi_{\text{мін}} \quad (7.27)$$

$$45\,000 \cdot 15 = 675\,000(\text{грн})$$

Прибуток:

$$\Pi_{3\text{пр}}^{\text{вді}} = \Pi_{3\text{дох}}^{\text{вді}} - \Pi_{3\text{вит}}^{\text{вді}} \quad (7.28)$$

$$705\,000 - 675\,000 = 30\,000(\text{грн})$$

Таким чином, маркетолог за умови невизначеності (у разі відсутності додаткової інформації) при укладенні контракту на 15шт. насосів може одержати прибуток 94 500 грн. або 14 600 грн. Очікуване значення прибутку для варіанта 1 (з урахуванням вірогідності 0,5) буде дорівнювати:

$$\Pi_{1\text{прв}}^{\text{вді}} = \Pi_{1\text{пр}}^{\text{вді}} \cdot 0,5 + \Pi_{2\text{пр}}^{\text{вді}} \cdot 0,5 \quad (7.29)$$

$$94\,500 \cdot 0,5 + 14\,600 \cdot 0,5 = 54\,550(127\text{рн.})$$

Але при укладенні контракту на 15шт. насосів маркетолог може одержати прибуток 30 000 грн. Тому очікуване значення прибутку для варіантів 1 та 2 (з урахуванням вірогідності 0,5) буде складати:

$$\Pi_{2\text{прв}}^{\text{вді}} = \Pi_{1\text{прв}}^{\text{вді}} \cdot 0,5 + \Pi_{3\text{пр}}^{\text{вді}} \cdot 0,5 \quad (7.30)$$

$$54\,550 \cdot 0,5 + 30\,000 \cdot 0,5 = 42\,275(127\text{рн.})$$

Дані розрахунків заносяться до 127рн.127. 7.5 та 7.6.

Таблиця 7.5 – Прибуток від продажу насосів, тис. 127рн.. у разі відсутності додаткової інформації (Варіант 1)

Варіант 1							
Відсутність додаткової інформації (max куплено та max продано)			Відсутність додаткової інформації (max куплено та min продано)				Очікуване значення прибутку для варіанта 1
дохід від продажу	витрати на придбання	прибуток	дохід від продажу	дохід при поверненні насосів	витрати на придбання	прибуток	
1410	1315,5	94,5	705	625,2	1315,5	14,6	54,55

Таблиця 7.6 – Прибуток від продажу насосів, тис. 128рн.. у разі відсутності додаткової інформації (Варіант 2)

Варіант2			Очікуване значення прибутку для варіанта 1 та 2
Відсутність додаткової інформації (мін куплено та мін продано)			
дохід від продажу	витрати на придбання	прибуток	
705	675	30	42,275

Визначення прибутку маркетолога у разі наявності додаткової інформації
Варіант 1- укладання контракту на 30 насосів.

Визначимо прибуток, який можна одержати за нижченаведеними умовами:

32) придбання та збут 30 шт. насосів:

Дохід від продажу:

$$C_{1\text{дох}}^{\text{зді}} = C_{\text{ном}} \cdot P_{\text{max}} \quad (7.31)$$

$$47\,000 \cdot 30 = 1\,410\,000(128\text{рн.})$$

Витрати на придбання:

$$C_{1\text{вит}}^{\text{зді}} = C_{\text{max}} \cdot P_{\text{max}} \quad (7.32)$$

$$43\,850 \cdot 30 = 1\,315\,500(\text{грн})$$

Прибуток:

$$Ц_{1пр}^{зді} = Ц_{1дох}^{зді} - Ц_{1вит}^{зді} \quad (7.33)$$

$$1\,410\,000 - 1\,315\,500 = 94\,500(129рн.)$$

Варіант 2- укладання контракту на 15 насосів.

Визначимо прибуток, який можна одержати за нижченаведеними умовами:

32) придбання та збут 15 шт. насосів:

Дохід від продажу:

$$Ц_{2дох}^{зді} = Ц_{ном} \cdot П_{min} \quad (7.34)$$

$$47\,000 \cdot 15 = 705\,000(грн)$$

Витрати на придбання:

$$Ц_{2вит}^{зді} = Ц_{min} \cdot П_{min} \quad (7.35)$$

$$45\,000 \cdot 15 = 675\,000(грн)$$

Прибуток:

$$Ц_{2пр}^{зді} = Ц_{2дох}^{зді} - Ц_{2вит}^{зді} \quad (7.36)$$

$$705\,000 - 675\,000 = 30\,000(грн)$$

Так як вищенаведені варіанти укладання контракту однаково можливі, то очікуваний прибуток маркетолога за умови визначеності (у разі наявності додаткової інформації) буде дорівнювати:

$$\Pi_{1\text{прв}}^{\text{зді}} = \Pi_{1\text{пр}}^{\text{зді}} \cdot 0,5 + \Pi_{2\text{пр}}^{\text{зді}} \cdot 0,5 \quad (7.37)$$

$$94\,500 \cdot 0,5 + 30\,000 \cdot 0,5 = 62\,250 \text{ (130рн.)}$$

Результати розрахунків заносяться до 130рн.130. 7.7.

Гранична вартість маркетингової інформації

Для більш детального визначення можливої ситуації на ринку маркетологу пропонується придбати додаткову інформацію.

Гранична вартість інформації розраховується, виходячи з наступних міркувань:

- очікуваний прибуток за умовами визначеності (у разі наявності додаткової інформації) – 62 250 грн.;
- очікуваний прибуток за умови невизначеності (у разі відсутності додаткової інформації) – 42 275 грн.

Вартість повної додаткової інформації може бути розрахована як різниця між очікуваним прибутком за умовами визначеності та очікуваним прибутком за умовами невизначеності:

$$\Pi_{\text{гр}} = \Pi_{1\text{прв}}^{\text{зді}} - \Pi_{2\text{прв}}^{\text{вді}} \quad (7.38)$$

$$62\,250 - 42\,275 = 19\,975 \text{ (130рн.)}$$

Таким чином, для отримання точного прогнозу по продажу насосів доцільно придбати додаткову інформацію за ціною не більше 19 975 грн. Навіть якщо прогноз не зовсім точний, може виявитися вигідним вкладати кошти у вивчення ринку для забезпечення кращого прогнозу збуту в наступному році. Якщо ж

інформація коштує більше 19 975 грн., то її придбання, навіть при абсолютно точному прогнозі, зменшить прибуток, одержуваний в умовах визначеності, у порівнянні з прибутком, одержуваним в умовах невизначеності. У цьому випадку додаткову інформацію купувати недоцільно.

Результати розрахунків заносяться до таблиці 7.7

Таблиця 7.7 – Прибуток від продажу насосів, тис. 131рн.. у разі наявності додаткової інформації

Варіант 1			Варіант 2			Очікуване значення прибутку для варіанта 1 та 2	Вартість повної додаткової інформації
Наявність додаткової інформації (max куплено та max продано)			Наявність додаткової інформації (min куплено та min продано)				
дохід від продажу	витрати на придбання	прибуток	дохід від продажу	витрати на придбання	прибуток		
1410	1315,5	94,5	705	675	30	62,250	19,975

8 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

8.1 Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосного обладнання

Насоси використовуються для перекачування різноманітних рідин. Вони можуть перекачувати: кислоту, гарячі рідини з високою температурою, рідини з домішками, та інші рідини. Крім цього насоси мають в своїй конструкції частини які рухаються або обертаються. Тому насосне обладнання так як й інша техніка представляє загрозу життю та здоров'ю людини. При роботі з насосами потрібно притримуватися правил безпеки. Кожне насосне обладнання має паспорт, в якому зазначені його технічні характеристики, комплектація, гарантійні зобов'язання, а також одним із головним пунктом є загальні вказівки з техніки безпеки для роботи з ним.

Але існують документи, де вказані загальні вимоги безпеки при обслуговування насосних агрегатів. Такими документом являється: «Затвердження правил безпечної експлуатації насосних станцій» Зареєстровано в Міністерстві юстиції України з 1 квітня 2010 р. За N 271/17566. Цей документ має такі розділи: загальні положення; вимоги до безпечної експлуатації насосних станцій; організаційні та технічні заходи, спрямовані на створення безпечних умов виконання робіт на насосних станціях; правила безпеки під час виконання окремих видів робіт на насосних станціях [34].

«ПІ 1.3.10-460-2006. Інструкція з охорони праці для машиніста насосних установок» Затверджено Національним науково-дослідним інститутом охорони праціполітики України Лист № 489Наказ № 476 від «26» 10 2006 р.від «19» 12 2006 р.. Цей документ має такі розділи: загальні положення; вимоги безпеки перед початком роботи; вимоги безпеки під час виконання роботи; вимоги безпеки після закінчення роботи; вимоги безпеки в аварійних ситуаціях [35].

Ці документи вказують на чіткі правила безпечної експлуатації насосних станцій та насосного обладнання для працівників.

Серед вимог можна зазначити такі основні правила безпеки [36]:

1 Згідно із вказівками інструкції заводу-виробника щодо експлуатації і у відповідності до місцевих умов необхідно розробити місцеві інструкції, в яких встановити терміни проведення регулярних перевірок, ревізій, а також робіт з технічного обслуговування та ремонту.

2 Для кожного насоса необхідно завести журнал, за яким можна було б визначати стан насоса, необхідність проведення ревізії або ремонту.

3 Якщо насосні агрегати встановлюють на відкритому майданчику, необхідно звернути увагу на забезпечення постійного підігріву їх при низьких температурах (морозах) під час зупинки, а також на своєчасне зливання рідини з насосів і трубопроводів.

4 Пуск насоса в холодному стані при перекачуванні рідини зі змінною в'язкістю не допускається, тому що це може призвести до його ушкодження.

5 При використанні торцевих ущільнень необхідно виконувати вимоги заводу-виробника.

6. Через визначені періоди необхідно перевіряти муфти, в першу чергу їх центрування. В пальцевих муфтах треба перевіряти стан гумових деталей.

7 Вали резервних насосів через визначений термін часу необхідно повертати вручну, щоб запобігти зчіплюванню їх в місцях сальника.

8 Необхідно постійно перевіряти робочий стан арматури на всмоктувальному та напірному трубопроводах.

9 Клапани поршневих насосів необхідно періодично розбирати і перевіряти їх придатність, а за необхідності шліфувати і притирати.

10 Роторні насоси не потребують особливого догляду, але необхідно стежити за тим, щоб рідина, що перекачується, не мала твердих включень [36].

Техніка безпеки при експлуатації [36]:

1 На місці експлуатації насосного агрегату необхідно розробити правила його безпечної експлуатації.

2 Вимоги правил охорони праці повинні бути передбачені в проекті насосної станції, згідно з яким визначають розміщення обладнання і встановлюють проходи до агрегатів, вибирають освітлення, вентиляцію та ін.

3 Вмикання і вимикання насосних агрегатів повинно виконуватися з відома диспетчера або старшого зміни.

4 Якщо на агрегатах виконуються ремонтні роботи, необхідно взяти попереджувальних заходів щодо запобігання їх ввімкненню.

5 Джерелами шкідливих і небезпечних виробничих факторів електронасосного обладнання є: незахищені рухомі елементи агрегату; підвищена і знижена температура поверхонь деталей насоса; підвищений рівень вібрації; небезпечний рівень напруги електричної мережі.

6 Стропування насосного агрегату необхідно проводити згідно із схемою креслення.

7 При експлуатації агрегат необхідно заземлити.

8 При роботі агрегату всі рухомі частини повинні бути огорожені.

9 Робота насосного агрегату без запірної арматури не допускається.

10 При проведенні ремонтних робіт двигун повинен бути відімкнений від електричної мережі.

11 При роботі насоса необхідно регулярно контролювати витоки рідини через ущільнення. Якщо вони більші за норму, насосний агрегат необхідно зупинити і провести заміну набивки.

12 На робочих місцях у виробничих приміщеннях необхідно розробити заходи щодо зниження шуму і вібрації.

13 При нещасних випадках необхідно надати першу допомогу потерпілому, а потім повідомити особу, відповідальну за техніку безпеки.

14 У приміщенні насосної станції повинна бути аптечка з необхідними медикаментами для надання першої допомоги у разі нещасних випадків.

15 У приміщенні насосної станції повинні бути в робочому стані необхідні протипожежні засоби (ящик з піском, вогнегасник та ін.) [36].

8.2 Організація пожежної безпеки у навчальних закладах.

Найкращий спосіб захиститися від пожежі – не допустити її виникнення, а якщо небезпечна подія сталась, ужити заходів щодо мінімізації її наслідків.

Найпоширенішими місцями виникнення пожеж у навчальних закладах є приміщення побутового та складського призначення [39].

Основними причинами виникнення пожеж є:

- порушення правил пожежної безпеки під час влаштування та експлуатації електроустановок (у середньому 29 пожеж або 39% від загальної кількості пожеж у будівлях освітніх та наукових закладів);
- необережне поводження з вогнем (у середньому 23 пожежі або 30%);
- підпал (у середньому 11 пожеж або 14,5%) [39].

Пожежна безпека в закладах системи освіти України регламентується Правилами пожежної безпеки для навчальних закладів та установ системи освіти України, затвердженими наказом Міністерства освіти і науки України від 15.08.2016 № 974 (далі – НАПБ В.01.050-2016/920). Який містить такі розділи: загальні положення; організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки; вимоги пожежної безпеки до утримання території, будівель, приміщень та споруд, евакуаційних шляхів і виходів; загальні вимоги пожежної безпеки до інженерного обладнання; електроустановки; вимоги до утримання технічних засобів протипожежного захисту; порядок дій у разі виникнення пожежі; вимоги пожежної безпеки до приміщень різного призначення, що належать до системи освіти України; навчання з питань пожежної безпеки в навчальних закладах та установах системи освіти України [37].

А також Правилами пожежної безпеки в Україні, затвердженими наказом Міністерства внутрішніх справ України від 30.12.2014 № 1417 (далі – НАПБ А.01.001-2014). Що має в собі такі пункти: загальні положення; організаційні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки; загальні вимоги пожежної безпеки до утримання територій, будинків, приміщень, споруд, евакуаційних шляхів і виходів; загальні вимоги пожежної безпеки до інженерного обладнання; вимоги до

утримання технічних засобів протипожежного захисту; основні вимоги пожежної безпеки до об'єктів різного функціонального призначення; вимоги пожежної безпеки під час проведення вогневих, фарбувальних та будівельно-монтажних робіт; порядок дій у разі пожежі [38].

Ці Правила встановлюють загальні вимоги з пожежної безпеки до будівель, споруд, прилеглих до них територій, приміщень, іншого нерухомого майна, обладнання, устаткування навчальних закладів та установ системи освіти (далі – заклади та установи) незалежно від типів і форм власності, що належать до сфери управління МОН, і є обов'язковими для виконання вихованцями, учнями, студентами, курсантами, слухачами, стажистами, аспірантами, докторантами, керівниками, педагогічними, науковими, науково-педагогічними, технічними працівниками, спеціалістами і обслуговувальним персоналом цих закладів та установ

Основні вимоги пожежної безпеки [37,38]:

1. Розміщення дітей у будинках дитячих дошкільних закладів слід здійснювати з таким розрахунком, щоб молодші за віком діти розташовувалися на нижчих поверхах.

2. У приміщеннях, пов'язаних з перебуванням дітей, килими, паласи, килимові доріжки та інші покриття необхідно прикріплювати до підлоги.

3. У дитячих закладах з цілодобовим режимом роботи, на літніх дитячих дачах повинно бути встановлене чергування обслуговуючого персоналу в нічний час. Приміщення для розміщення чергових має бути забезпечене телефонним зв'язком. Черговий повинен бути забезпечений фільтрувальними пристроями для саморятунку під час пожежі з розрахунку на максимальну кількість дітей та окремо для обслуговуючого персоналу, комплектом ключів від дверей евакуаційних виходів, ручним електричним ліхтарем, знати кількість дітей, які залишаються на ніч, місця їх розміщення й повідомляти ці відомості телефоном у найближчий пожежно-рятувальний підрозділ.

4. У будинках, приміщеннях навчальних закладів забороняються:

здавання в оренду навчальних приміщень (пов'язаних з навчальним процесом), навчально-виховних, спальних корпусів, будинків для використання їх як складських або виробничих приміщень категорій А, Б та В; розміщення людей у приміщеннях, а також на поверхах (у будинках), не забезпечених двома евакуаційними виходами; розміщення, зберігання бензину, гасу та інших ЛЗР та ГР, балонів з киснем та іншими газами; проведення вогневих (у тому числі зварювальних) та інших пожежонебезпечних робіт за наявності у приміщеннях людей; використання електроплиток, кип'ятильників, електрочайників, прасок, за винятком спеціально обладнаних приміщень; застосування для освітлення свічок, газових ламп і ліхтарів.

5. У навчальних класах та кабінетах слід розміщувати лише необхідні для забезпечення навчально-виховного процесу (навчальних та позаурочних занять) меблі, прилади, моделі, речі, приладдя, які повинні зберігатися у шафах, на стелажах або на стаціонарно встановлених стояках.

6. Території закладів та установ слід постійно утримувати в чистоті. Відходи паливних матеріалів, опале листя і суху траву необхідно регулярно прибирати і вивозити з території у спеціально відведені місця.

7. Дороги, проїзди та проходи до будівель, споруд, пожежних вододжерел, а також підступи до пожежного інвентарю, обладнання та засобів пожежогасіння мають бути завжди вільними, утримуватися справними, взимку очищатися від снігу.

8. Протипожежні відстані між будівлями, спорудами, відкритими майданчиками для зберігання матеріалів, устаткування забороняється захаращувати, використовувати для складування матеріалів, устаткування, стоянки автотранспорту, встановлення тимчасових будівель і споруд [37, 38].

9. Розводити багаття, спалювати сміття, користуватися відкритим вогнем на відстані не менше 30 м від будівель та споруд, викидати незагашене вугілля забороняється. В окремих випадках для приготування їжі на відкритому вогні дозволяється зменшувати відстань до 5 м за наявності спеціально обладнаного вогнища та огороження місця застосування відкритого вогню негорючими конструкціями на максимальну висоту можливого полум'я.

10. Усі будівлі і приміщення закладів та установ мають бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння.

11. Усі заклади та установи перед початком навчального року (першої зміни для закладів та установ сезонного типу) мають бути прийняті відповідними комісіями, до складу яких входять представники органів державного нагляду у сфері пожежної безпеки.

12. Кожний пожежний кран-комплект має бути укомплектований пожежним рукавом однакового з ним діаметра та стволом, кнопкою дистанційного запуску пожежних насосів (за їх наявності), а також важелем для полегшення відкриття вентиля. Пожежні кран-комплекти повинні розміщуватись у вбудованих або навісних шафах, які мають отвори для провітрювання і пристосовані для опломбування та візуального огляду їх без розкривання.

13. Усі будівлі закладів та установ мають бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння: вогнегасниками, ящиками з піском, бочками з водою, покривалами з негорючого теплоізоляційного матеріалу, пожежними відрами, совковими лопатами, іншим пожежним інструментом.

14. Вогнегасники повинні встановлюватися у легкодоступних та видних місцях, а також у пожежонебезпечних місцях, де найбільш вірогідна поява осередків пожежі. При цьому необхідно забезпечити їх захист від потрапляння прямих сонячних променів та дії опалювальних і нагрівальних приладів.

15. Вогнегасники, які розміщуються поза приміщенням або в неопалювальних приміщеннях і не призначені для експлуатації при мінусовій температурі, слід знімати на період холодів. У цьому разі на пожежних щитах і стендах має бути інформація про місце розміщення найближчого вогнегасника.

16. Будівля повинна мати план евакуації на кожному поверсі [37, 38].

8.3 Дії населення під час виникнення надзвичайної ситуації.

Надзвичайна ситуація може бути різного характеру: соціальна, техногенна, природня. Кожна надзвичайна ситуація несе відповідно свою небезпеку населенню.

Надзвичайні ситуації можуть бути різноманітними: викидання в атмосферу шкідливих речовин (це можуть бути як хімічні так і радіоактивні речовини), війна, пожежа, землетрус, смерч та інші.

Правила дії під час надзвичайних ситуацій регламентуються кабінетом міністрів України від 14 березня 2018 р. № 223 «Про затвердження Плану реагування на надзвичайні ситуації». Цей документ містить такі розділи: функції центральних органів виконавчої влади; основні завдання сил цивільного захисту ; послідовність дій керівника робіт з ліквідації наслідків надзвичайної ситуації; та загальні положення де зазначається інформування та оповіщення про загрозу виникнення або виникнення надзвичайної ситуації, переведення органів управління та сил цивільного захисту в режим підвищеної готовності та режим надзвичайної ситуації; дії органів управління та сил цивільного захисту та інші [40].

Кожна надзвичайна ситуація унікальна, й для них існують свої правила поведінки людей. Але не дивлячись на це все існують й загальні правила яких слід дотримуватися, щоб уникнути небезпеки.

Як діяти при проведенні евакуації?

Перед повідомленням про порядок та початок евакуації буде подано звуковий сигнал «УВАГА, ВСІМ!» – сирени і преривисте звучання електросирен. Почувши цей сигнал, негайно увімкніть радіоприймач або телевізор і слухайте повідомлення про надзвичайну ситуацію та порядок дій. Тим, хто знаходиться на вулиці, слід зайти в установу, магазин, де попросити зробити теж саме. На кожний випадок надзвичайних ситуацій підготовлено різні варіанти повідомлень, які потім, з урахуванням конкретних подій, корегуються. Упововж 5 хвилин після подачі звукових сигналів передається мовна інформація про надзвичайну ситуацію. Вислухавши повідомлення, кожний громадянин повинен діяти без паніки і метушні у відповідності з отриманими вказівками [41, 42].

Загальні правила:

– Попередьте сусідів, надайте допомогу інвалідам, дітям та людям похилого віку.

– Уточніть місце найближчого укриття (приміром, підвальне приміщення, метрополітен, паркінг).

– Підготуйтеся: при виході з собою упакуйте в герметичні пакети та складіть у валізу документи, цінності та гроші, предмети першої необхідності, ліки, мінімум білизни та одягу, запас питної води та консервованих продуктів на 2-3 доби, найпростіші засоби санітарної обробки та гігієни. Дітям дошкільного віку вкласти в кишеню або пришити до одягу записку, у якій вказати прізвище, ім'я та по-батькові дитини та батьків і домашню адресу.

– Обов'язково взяти з собою засоби індивідуального захисту (протигази, респіратори, марлеві пов'язки).

– Перед виходом з будинку вимкніть джерела електро-, водо- і газопостачання, візьміть підготовлені речі.

– На збірних евакуаційних пунктах уважно слухайте та чітко виконуйте всі розпорядження посадових осіб евакуаційних органів та органів охорони громадського порядку [41, 42].

9 Висновки

Основною метою дипломного проекту було дослідження проточної частини поршневого насоса. В результаті чого постала ідея вдосконалити поршневий насос.

Одним з методів вдосконалення насоса стала зміна поршня, що в свою чергу призвело до значно меншої кількості деталей, зменшення габаритних розмірів, та спрощенню процесу виготовлення.

Іншим методом стало зменшення гідравлічних втрат шляхом вдосконалення проточної частини. Змінювати форму проточної частини нам дав можливість поршень, який має компактну конструкцію. Для вдосконалення проточної частини замість карману, що є стандартної її формою, було запропоновано такі фігури: конус, плоска, сфера та трапеція. Розрахунки проводилися за допомогою програмного продукту ANSYS SFX, де були визначені гідравлічні втрати, наглядно показано течію рідини з вихроутвореннями та знайдене число Рейнольдса для кожної розрахункової сітки при температурі 20°C та 70°C . Зменшення гідравлічних втрат є головною проблемою всіх насосів, так як це в свою чергу збільшує кавітаційний запас. В таблиці 9.1 наведені результати розрахунку для номінального режиму, тому що зазвичай насос працює саме в ньому.

Поршневий насос працює тільки в номінальному режимі, він зазвичай не регулюється. Але його можна регулювати шляхом зміни довжини ходу поршня або засувкою після насоса з обов'язково встановленим переливним клапаном. Регулювати насос шляхом закриття засувки перед самим насосом категорично не рекомендується, так як це може викликати кавітацію, що є небажаним.

Таблиця 9.1 – Підсумкові результати розрахунку.

Фігура	При 20 ⁰ С		При 70 ⁰ С	
	Втрати, м.	Re	Втрати, м.	Re
Процес всмоктування				
Карман	0,431	4,1183·10 ⁴	0,468	1,3047·10 ⁵
Конус	0,414	4,4626·10 ⁴	0,568	1,5160·10 ⁵
Плоска	0,594	4,9140·10 ⁴	0,608	1,5462·10 ⁵
Сфера	0,620	5,0186·10 ⁴	0,660	1,6034·10 ⁵
Трапеція	0,459	4,5202·10 ⁴	0,459	1,4201·10 ⁵
Процес нагнітання				
Карман	0,294	3,2420·10 ⁴	0,311	1,0270·10 ⁵
Конус	0,292	3,1467·10 ⁴	0,304	9,9490·10 ⁴
Плоска	0,287	3,4272·10 ⁴	0,301	1,0806·10 ⁵
Сфера	0,293	3,1512·10 ⁴	0,307	9,9929·10 ⁴
Трапеція	0,295	3,4848·10 ⁴	0,312	1,1038·10 ⁵

Проаналізувавши данні бачимо, що з температурою 20⁰С при нагнітанні найменші втрати має фігура форми конуса, що має гідравлічні втрати 0,414м. А під час нагнітання плоска, що має втрати 0,292м. При температурі 70⁰С під час всмоктування найкраще показала себе фігура трапеція з втратами 0,459м. А під час нагнітання плоска з втратами 0,301м.

На відміну від цих фігур найгіршими показали себе сфера під час всмоктування, та трапеція під час нагнітання.

Але якщо разом враховувати втрати під час нагнітання та всмоктування в проточній частині, то при фігурі конус при перекачуванні рідини 20⁰С, втрати впадути на 0,015м. в порівнянні зі стандартним карманом. Під час перекачуванні гарячої рідини потрібно використовувати трапецію, не зважаючи на її втрати, яка в сумі дасть зменшення гідравлічних втрат на 0,008м. в порівнянні з карманом.

Додатково було розраховано досліджувальний насос та створено технологічні процеси на виготовлення деталей: блок гідроциліндрів, блок клапанів напірних та

всмоктуючи. Технологічний процес був виготовлений для кафедри прикладної гідроаеромеханіки. За допомогою технологічного процесу, а саме: кількості операцій, часу на кожну операцію, для деталей була розрахована кошторна вартість. Також окремо досліджена оцінка вартості маркетингової інформації поршневого насоса. Останнім розділом розглянуті питання по охороні праці в надзвичайних ситуаціях.

Список використаної літератури

1. Соколов А. П. Допомога з курсового проектування поршневого насоса. –М.: Машинобудування, 1974.
2. Анурьев В. И. Довідник конструктора машинобудівника: В 3-х т. –М.: Машинобудування, 1979.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб.пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
4. Дунаев П. Ф. Конструювання вузлів і деталей машин. –М.: Вища школа, 1985.
5. Чернавський С. А. Курсове проектування деталей машин. –М.: Машинобудування, 1987.
6. Чиняев И. А. Поштовий називався в теплоенергетиці. –М.: Машинобудування, 1966.
7. Шейнболит А. Е. Курсове проектування деталей машин. –М.: Вища школа, 1991.
8. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб.пос. /П.Ф.Дунаев.— 2-е изд., перераб.— М.: Высша школа, 1971.— 368 с.
9. Анурьев В. И.Справочник конструктора машиностроителя: В трех томах. Т. 1 /В. И. Анурьев. — М.: Машиностроение, 2001. — 920 с.
10. Анурьев В. И.Справочник конструктора машиностроителя: В трех томах. Т. 2 /В.И.Анурьев; Под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001.— 912 с.
11. Анурьев В. И.Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. Т.3 / В.И.Анурьев.— 9-е изд., перераб. И доп.— М.: Машиностроение, 2006.— 928 с.
12. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. –М.: Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
13. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Электронный ресурс], 2010. – 261 р. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

14. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: формулировка цели, постановка задач и выбор объектов исследования [Текст]/ А.В. Елин, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин. // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №4, – с 13-18.

15. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М. О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. И доп. — М.: [Машиностроение](#), 1992. — С. 184. — [ISBN 5-217-00393-6](#).

16. [Ландау Л. Д.](#), [Лифшиц Е. М.](#) — [Теоретическая физика](#) (Том 6. Гидродинамика). Глава II. Вязкая жидкость. § 23. Точные решения уравнений движения вязкой жидкости. Течения в диффузоре и конфузоре.

17. Курс лекций по дисциплине «Гидравлика» для студентов строительных специально-стейочной формы обучения (технология 30/70) / Составитель Калинин А. В., Лушкин И. А. – Тольятти: ТГУ, 2007.

18. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=98529> – патент № 1921.

19. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=16529> – патент № 64057.

20. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=92434> – патент № 13709.

21. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=14119> – патент № 47409.

22. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=10899> – патент №17022.

23. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=99882> – патент №23348.

24. <https://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=23535> – патент №74656.

25. https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPM&DocNumber=22688&TypeFile=html – патент №22688.

26. https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2230936&TypeFile=html – патент №2230936.
27. https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPM&DocNumber=24529&TypeFile=html – патент №24529.
28. https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2564155&TypeFile=html – патент №2564155.
29. https://new.fips.ru/registers-doc-view/fips_servlet?DB=RUPAT&DocNumber=2328621&TypeFile=html – патент №2328621.
30. <http://www.grandars.ru/student/ekonomicheskaya-teoriya/tip-proizvodstva.html> - типи виробництв.
31. Обработка материала на станках и автоматическим линиях, О. Н. Несвіт, МКСумДУ, Сумы, 2005. – 45 с.
32. Методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта: для студ. спец. 7.0.90.209 "Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика" / А. Г. Дегтяренко, А. Ю. Жулавский. – Сумы : СумГУ, 1997. – 50 с.
33. <https://drive.google.com/drive/folders/11p7OHt86a5p1cZo81jgPYRWuL8gRvcA5> - методичні вказівки по виконанню практичної роботи визначення оцінки маркетингової інформації – розроб. Колісніченко Е. В.
34. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/z0271-10> - нормативний документ про затвердження правил безпечної експлуатації насосних станцій.
35. https://dnaop.com/html/32211/doc-%D0%9F%D0%86_1.3.10-460-2006 – нормативний документ про інструкції з охорони праці для машиніста насосних установок.
36. http://bookwu.net/book_ekspluataciya-ta-obslugovuvannya-mashin_1037/33_8.5.2-osnovni-vimogi-do-ekspluataci-nasosiv – експлуатація та обслуговування машин.

37. <https://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z1229-16> - нормативний документ про затвердження Правил пожежної безпеки для навчальних закладів та установ системи освіти України.

38. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0252-15> - нормативний документ про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні.

39. <https://ns-plus.com.ua/2017/12/22/vymogy-pozhezhnoyi-bezpeky-do-navchalnyh-zakladiv/> - вимоги пожежної безпеки до навчальних закладів .

40. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/223-2018-%D0%BF/print> - нормативний документ про затвердження плану реагування на надзвичайні ситуації державного рівня.

41. <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&ved=2ahUKEwirhPaPzYXmAhUSlosKHSAAChwQFjAFegQIAxAC&url=http%3A%2F%2Fwww.dnu.dp.ua%2Fdocs%2Fporiadokdiinaselelnia.doc&usg=AOvVaw2hWNWhTOf7NP-64O5mcBJh> - порядок дій населення у разі виникнення надзвичайних та нештатних ситуацій.

42. <http://chmr.gov.ua/ua/newsread.php?view=8782&s=1&s1=17> – поради як діяти населенню в разі виникнення надзвичайних ситуацій.