

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ

«___»_____2024р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

«Розробка відцентрового насоса високого тиску»

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

Виконавець роботи

(підпис)

Харатян В.А.

(прізвище, ініціали)

У роботі не виявлено
текстових, ілюстративних та
інших запозичень без
коректного на них
посилання

Керівник

(підпис)

Ратушний О.В.

(прізвище, ініціали)

Суми 2024

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131—«Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ до випускної роботи магістра

студент

Харатян Владислав Ашотович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса високого тиску»
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20 _ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 16.12.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 1700 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$, перекачувана рідина – чиста холодна вода.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):

вибір та обґрунтування оптимальної конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відповідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса проміжного ступеня, складальне креслення насоса, креслення втулок ущільнення, креслення секції.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 75 с., 24 рисунків, 15 таблиць, 15 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса високого тиску».

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води для заводнення нафтових пластів.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано розрахунок основних параметрів проточної частини;
- вибрано електродвигун, кінцеве ущільнення валу, пристрій осьового розвантаження насосу, підшипники;
- виконано гідравлічні розрахунки (осьова та радіальна сили, кавітація);
- виконано чисельне моделювання за допомогою програмних засобів.

У розділі охорони праці розглянуто:

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, АПАРАТ НАПРАВЛЯЮЧИЙ, МІЦНІСТЬ, РЕШІТКА

ЗМІСТ

Завдання на випускню роботу

Реферат

Вступ	8
1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	9
1.1 Призначення й область застосування	9
1.2 Пристрій і принцип роботи	10
1.3 Опис конструкції насоса	10
2 Розрахунок та проектування робочого колеса	12
2.1 Визначення основних геометричних параметрів	13
2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	16
2.3 Визначення геометричних параметрів входу в робоче колесо	16
2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини	18
2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	18
2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	19
2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей	20
2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	21
2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	22
2.10 Методика побудови меридіанного перерізу	24
2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті	27
2.12 Профілювання лопаті	31
2.13 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	36
2.14 Побудова лопаті в плані	38
3 Розрахунок і проектування направляючого апарата	40
3.1 Проектування дифузрного каналу.....	41
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів	41

1.1.2	Визначення числа лопатей дифузорного каналу	41
1.1.3	Визначення кута установки лопатей дифузорного каналу $\alpha_{3л}$	42
1.1.4	Визначення і уточнення розміра спіральної ділянки каналу в плані $\varphi_{екв.}$	44
1.1.5	Визначення розмірів дифузорного каналу	44
1.1.6	Визначення опосередкованого кута розширення дифузора	45
3.2	Проектування зворотнього каналу	46
3.2.1	Визначення основних геометричних параметрів	46
3.2.2	Визначення числа лопатей зворотнього каналу	46
3.2.3	Визначення кута установки лопатей зворотнього каналу $\alpha_{5л}$	47
3.2.4	Визначення кута установки лопатей зворотнього каналу $\alpha_{6л}$	48
4.	Вибір кінцевого ущільнення	54
4.1	Вибір типу ущільнення	54
4.2	Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення	54
4.3	Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні	55
4.4	Розрахунок нагріву охолоджувальної середовища	55
5.	Розрахунки по вибору двигуна	57
5.1	Вибір двигуна	57
5.2	Розрахунок пускового моменту характеристик	57
6	Статичний розрахунок гідроп'яти	60
6.1	Визначення відносних параметрів та відносної осьової сили	61
6.2	Розрахунок витрат через гідроп'яту	63
7	Механічні розрахунки	65
7.1	Розрахунок реакцій в опорах	65
7.2	Розрахунок вала на статичну міцність	66
7.3	Перевірочний розрахунок вала	67
7.4	Розрахунок шпонкового з'єднання	69

7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	69
7.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою	70
8 Розрахунок підшипників ковзання	72
11 Розділ з охорони праці	73
Список використаної літератури	75

ВСТУП

Насосне обладнання відіграє ключову роль у сучасному житті, хоча багато хто цього не усвідомлює. Воно використовується в найрізноманітніших сферах: системах опалення, водопостачання, підйому та перекачування води, а також у численних технологічних процесах. Виробники насосного обладнання поділяють свою продукцію на побутову та промислову. Уся сучасна продукція сертифікується відповідно до українських і міжнародних стандартів.

Перед галуззю насособудування постають масштабні завдання: створення енергоефективних насосів із підвищеними технічними характеристиками, зменшенням питомої металоємності та високим рівнем уніфікації. Крім того, важливо модернізувати існуючі насоси та їхні компоненти, такі як робочі колеса чи напрямні апарати. Це потребує подальшого розвитку дослідницьких, конструкторських та технологічних робіт у цій сфері.

Сучасні насоси вирізняються низьким енергоспоживанням завдяки застосуванню автоматизованих систем управління. Вони самостійно вмикаються й вимикаються відповідно до потреб системи. У промислових умовах часто застосовуються багатоступінчасті насоси відцентрового типу.

В Україні історично склалася унікальна ситуація: тут зосереджені провідні академічні, наукові та виробничі ресурси, які спеціалізуються на розробці та виготовленні насосного і компресорного обладнання для теплової та атомної енергетики, нафтогазового комплексу, систем водопостачання й інших галузей.

1 ОПИС І ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

1.1 Призначення й область застосування

У промислових системах, призначених для перекачування рідини широко використовуються багатоступінчасті відцентрові насоси.

Робочі колеса монтуються на одному загальному валу і розташовуються в єдиному корпусі, розбитому на секції. Сумарний натиск такого відцентрового насоса дорівнює сумі напорів, які створює кожне робоче колесо.

Відцентрові горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС, призначені для перекачування чистої води з температурою не більше 105°C і розміром твердих часток не більше 0,1 мм при сумарній частці механічних домішок не більше 0,1% від загальної маси рідини, що перекачується. Насоси, такого типу, можуть бути нормальними і високооборотними. Ущільнення між окремими секціями здійснюється за допомогою особливих прокладок.

Оскільки конструкція корпусу секційна, то число секцій, а, отже, робочих коліс можна збільшувати або зменшувати. Багатоступінчасті відцентрові насоси ЦНС випускаються з числом секцій (робочих коліс) від 2 до 15. Деякі конструкції насосів виготовляються з двома робочими колесами лівого і правого обертання. Насоси типу ЦНС найчастіше використовуються в гірничорудній промисловості для відкачування води з шахт і гірничорудних виробок.

Багатоступінчастий горизонтальний відцентровий насос ЦНС 240-1650 призначений для перекачування холодної води, що має температуру 20°C , з допустимими розмірами механічних домішок не більше 0,2 мм. Ці насоси використовують у водопровідних системах об'єктів цивільного та промислового призначення, для підвищення тиску в магістралях холодної води, а також для закачування води в нафтоносні горизонти.

1.2 Пристрій і принцип роботи

У промислових системах, що призначені для перекачування рідини, часто застосовують багатоступінчасті відцентрові насоси. У таких насосах робочі колеса встановлені на спільному валу та розміщені в єдиному корпусі, розділеному на секції. Сумарний напір насоса дорівнює загальній сумі напорів, які створюють окремі робочі колеса.

Відцентрові горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС призначені для перекачування чистої води з температурою до 105°C, при цьому розмір твердих часток у воді не повинен перевищувати 0,1 мм, а частка механічних домішок — не більше 0,1% від загальної маси рідини. Ці насоси можуть бути як нормальними, так і високооборотними. Ущільнення між секціями забезпечується спеціальними прокладками.

Завдяки секційній конструкції корпусу кількість секцій, а отже, і робочих коліс можна варіювати, збільшуючи або зменшуючи їх кількість. Насоси ЦНС виробляються з числом секцій від 2 до 15. Деякі моделі оснащені двома робочими колесами з лівим і правим напрямками обертання. Такі насоси широко застосовуються в гірничорудній промисловості, наприклад, для відкачування води з шахт і гірничих виробок.

Окремо можна виділити багатоступінчастий горизонтальний насос ЦНС 240-1650, який використовується для перекачування холодної води з температурою до 20°C. Максимальний розмір механічних домішок у воді не повинен перевищувати 0,2 мм. Ці насоси застосовують у водопровідних системах для цивільних і промислових об'єктів, для підвищення тиску в магістралях холодної води, а також для закачування води в нафтоносні пласти.

1.3 Опис конструкції насоса

Насос складається з двох основних частин: корпусу та ротора. Ротор являє собою вал із закріпленими на ньому робочими колесами. Корпус складається з окремих секцій, що дозволяє регулювати напір насоса шляхом зміни кількості робочих коліс.

До основних деталей насоса належать вхідна та напірна кришки, а також набір секцій, які центруються за допомогою циліндричних посадкових поверхонь і стягуються шпильками. Для герметизації стиків використовуються ущільнювальні гумові кільця, а також забезпечується металевий контакт прилеглих поверхонь.

У секціях і напірній кришці розташовані направляючі апарати, а в місцях ущільнення робочих коліс — змінні ущільнювальні кільця. Вхідний патрубок насоса спрямований убік, а напірний — вгору. З'єднання насоса з трубопроводами здійснюється за допомогою фланців.

Під час роботи насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування. Це зусилля врівноважується за допомогою розвантажувального диска. Для його нормального функціонування передбачене відведення рідини з камери розвантажувального пристрою у всмоктувальну кришку. Для контролю осьового зсуву ротора та зносу розвантажувального пристрою на задньому підшипнику встановлено спеціальний покажчик.

Радіальні навантаження на ротор сприймаються підшипниками ковзання. Для точного центрування ротора зі статором застосовуються регульовальні гвинти, які дозволяють переміщати корпуси підшипників разом із ротором. Після центрування корпуси підшипників фіксуються за допомогою штифтів.

Ущільнення валу насоса здійснюється одинарними торцевими ущільненнями. Привід насоса реалізується за допомогою електродвигуна, з'єданого з насосом через пружні муфти. Матеріали, з яких виготовлені основні деталі насоса, наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л
Направляючий апарат	Сталь 12Х18НМ3ТЛ
Вал	Сталь 30Х13
Робоче колесо	Сталь 20Х13Л

2 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Розрахунки, представлені в даному розділі, виконані відповідно до загальноприйнятої методики.

Одним із найважливіших і водночас складних завдань при проектуванні лопатевих насосів є профілювання робочого колеса, зокрема його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним методом профілювання лопатей є метод конформного відображення, який вирізняється універсальністю, наочністю та широким застосуванням у практиці.

У цьому розділі описано методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні принципи профілювання лопатей методом конформного відображення, а також наведено детальний порядок виконання цього процесу.

Основні розрахункові та графічні етапи проектування робочого колеса включають:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- Підготовку меридіанного перерізу для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.

- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
- Розробку теоретичного та робочого креслення відцентрового колеса.

2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

Меридіанний переріз робочого колеса наведений на рис. 2.1.

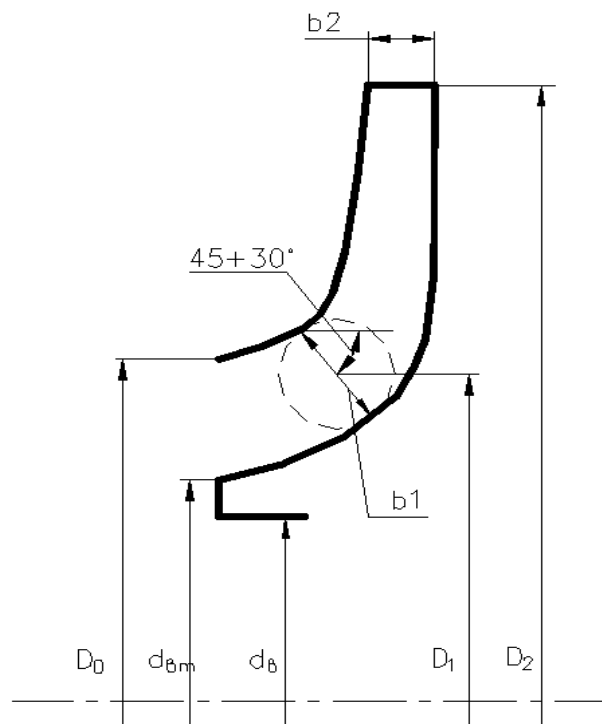


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 100$ [м³/год].

Напір: $H = 1700$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Число ступенів - $i = 13$.

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{100}{3600}}}{\left(\frac{1700}{13}\right)^{3/4}} = 38$$

Напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i} \quad (2.2)$$

$$H_{ст} = \frac{1700}{13} = 130 \text{ [м]}$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова [4]:

$$D_{1np} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600 \cdot n}} \cdot 10^3 \quad (2.3)$$

Де $K_{ex} = 3.5 \div 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{вх} = 5,0$

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{240}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 0,100 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [4]:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (2.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 38^{-(2/3)}} = 0,943$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [4]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{[\lg D_{1np} - 0,172]^2} \quad (2.5)$$

$$\eta_r = \frac{0.42}{[\lg 100 - 0,172]^2} = 0,125$$

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [4]:

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 38} = 0,637$$

Зовнішній механічний ККД задаємося $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}' } \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (2.7)$$

$$\eta = 0,928 \cdot 0,125 \cdot 0,637 \cdot 0,98 = 0,072$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{100}{0,928} = 108 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{T}} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_{\Gamma}} \quad (2.9)$$

$$H_{\text{T}} = \frac{130}{0,125} = 1040 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (2.10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1700 \cdot 100}{0,072 \cdot 3600} = 6434027 \text{ [Вт]} = 6434 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1,1 \quad (2.11)$$

$$N_{\text{max}} = 6434 \cdot 1,1 = 7077 \text{ [кВт]}$$

2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Визначення діаметру валу під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення по формулі [3]:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.12)$$

де M - крутний момент на валу насоса, Н м;

$[\tau]$ - занижене допустиме навантаження на кручення, Па

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (2.13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 7077025}{3,14 \cdot 3000} = 22538 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5137}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,155 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 155 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_B \quad (2.14)$$

$$d_{BT} = 1,2 \cdot 0,155 = 0,186 \text{ [м]}$$

2.3 Визначення геометричних параметрів входу в робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (2.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1\text{пр}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{0,100^2 + 0,186^2} = 0,211 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{\text{рк}}}{3600 \cdot \pi \cdot D_{1\text{пр}}^2} \quad (2.16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 108}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,100^2} = 3,8 \text{ [м/с]}$$

Для підвищення анти кавітаційних властивостей вхідну кромку лопаті виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку.

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,189 \text{ [м]}$

В першому приближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймають:

$$V'_{1m} = V_0 = 3,8 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V'_{1m} \cdot \psi_1 \quad (2.17)$$

де $\psi_1 = 1.15 \dots 1.30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 3,8 \cdot 1,19 = 4,52 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,189 \cdot 3000}{60} = 29,6 \text{ [м/с]}$$

V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

Для одностороннього робочого колеса $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4,52}{29,6 - 0} = 8,7^\circ$$

Кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо визначається з виразу:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \beta_{1n} + \Delta\beta & (2.20) \\ \beta_1 &= 8,7 + 8 = 16,7^\circ \end{aligned}$$

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів і значень коефіцієнта швидкохідності, що забезпечують високі техніко-економічні показники, мають кількість лопатей $z = 5 - 8$. У деяких випадках кількість лопатей може бути зменшена, наприклад, для перекачування забруднених рідин або газорідинних сумішей.

Товщина лопаті робочого колеса визначається з урахуванням технологічних аспектів, таких як матеріал робочого колеса, його розміри та ливарні можливості підприємства. Орієнтовно товщину лопаті на вході можна визначити залежно від конкретних умов застосування. РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм] [2].

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 4$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0815 \cdot \sin 19,89}} = 1,19$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1.19 - 1.19| = 0$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ; \psi_1 = 1,15 \dots 1,3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}} \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{108/3600}{3,14 \cdot 0,189 \cdot 4,52} = 0,0111 \text{ [м]}$$

2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n} \quad (2.23)$$

Де $m_2 = 18,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 18,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 130}}{3000} = 0,304 \text{ [м]}$$

Кінцеве значення D_2 визначається з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V'_{1m} \quad (2.24)$$

$$V'_{2m} = 0,8 \cdot 4,52 = 3,61 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.25)$$

Де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

W_2 - відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,07$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 1,07 \cdot 3,61 = 3,86 \text{ [м/с]}.$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,8 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (2.26)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,8 - 0,054 \cdot 38 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 38^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 38^3 = 1,838$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,838 \cdot \frac{1,082}{1,19} \cdot \frac{3,61}{4,52} \cdot \sin 18,25^\circ \right) = 20,15^\circ$$

2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей

Уточнений діаметр робочого колеса знаходиться з виразу:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n}, \quad (2.27)$$

де U_2 - переносна швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + gH_{T_\infty} + V_{1U} U_1}, \quad (2.28)$$

де $V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m}$ - меридіанна швидкість на вході з урахуванням стиснення;

H_{T_∞} - теоретичний напір при нескінченному числі лопатей:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_T K_z}, \quad (2.29)$$

де K_z – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка K_z на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.30)$$

$$\text{де } p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - (D_1 / D'_2)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

$$\text{при } n_s < 150: \Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

$$\Psi = 0,5 + 0,6 \sin 20,15^\circ = 0,632$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,632}{7} \cdot \frac{1}{1 - (0,163 / 0,318)^2} = 0,205$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,205} = 0,829$$

$$H_{T\infty} = \frac{130}{0,893 \cdot 0,829} = 175 \text{ (м)}$$

$$U_2 = \frac{3,86}{2 \cdot \tan 21,31} + \sqrt{\left(\frac{3,86}{2 \cdot \tan 21,31}\right)^2 + 9,81 \cdot 175 + 0 \cdot 29,6} = 52,2 \text{ (м/с)}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 52,2}{3,14 \cdot 3000} = 0,333 \text{ (м)}$$

Округляємо значення D_2 до числа кратного десяти. $D_2 = 0,330 \text{ (м)}$

2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.31)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1525 \cdot \sin 22,71}} = 1,0819$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,082 - 1,0819| = 0,000065$

Ширина робочого колеса на виході [6]:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.32)$$

$$b_2 = \frac{108/3600}{3,14 \cdot 0,330 \cdot 3,86} = 0,0075 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 8 \text{ мм}$.

2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 2.2).

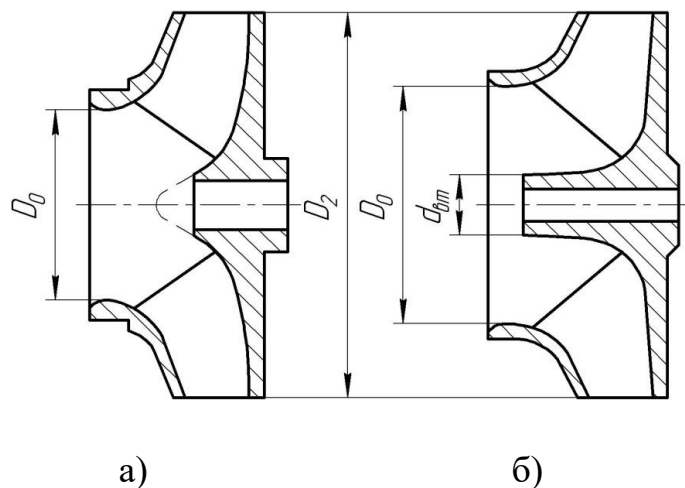


Рисунок 2.2 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса: а – робоче колесо консольного насоса; б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.2 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких

колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведеному діаметру входу у колесо $D_{\text{вп}}$.

Колеса з висунутою втулкою (рис. 2.2 б) застосовуються в одноступінчастих і багатоступінчастих насосах із прохідним валом, а також у шнеко-відцентрових насосах.

При визначенні положення втулки та побудові контуру меридіанного перерізу робочого колеса враховуються конструктивні вимоги та рекомендації :

- Контури меридіанного перерізу повинні бути плавними.
- Кожна зі стінок перерізу формується двома відрізками прямих, які з'єднуються одним або кількома радіусами.

- Використання лекальних кривих не допускається, оскільки це ускладнює процес виготовлення робочого колеса. – нахил стінок на виході (див. рис. 2.3)
 $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$.

Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$); Обираємо окремий випадок:
 $\gamma_1 > 6^\circ$, $\gamma_2 = 0$.

- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осевого розміру робочого колеса, так і значного його зменшення.

У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса $R_{\text{п}}$ виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05 \cdot D_0$;

$$l_1 = 0,05 \cdot D_0 = 0,05 \cdot 181 = 9,0 \text{ (мм)}$$

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу.

Місцеве розширення меридіанного перерізу робочого колеса в зоні повороту компенсує зменшення площі перерізу через присутність лопатей, які зазвичай починаються саме в цій області. Таке розширення рекомендується здійснювати переважно за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса.

2.10 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (2.33)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.34)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.35)$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (2.36)$$

де l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;

$r_{\text{ц.т.}}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вид:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (2.37)$$

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_{вх} = \frac{3,14}{4} \cdot (173^2 - 111^2) = 14345$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{вих} = 3,14 \cdot 330 \cdot 8 = 8289$$

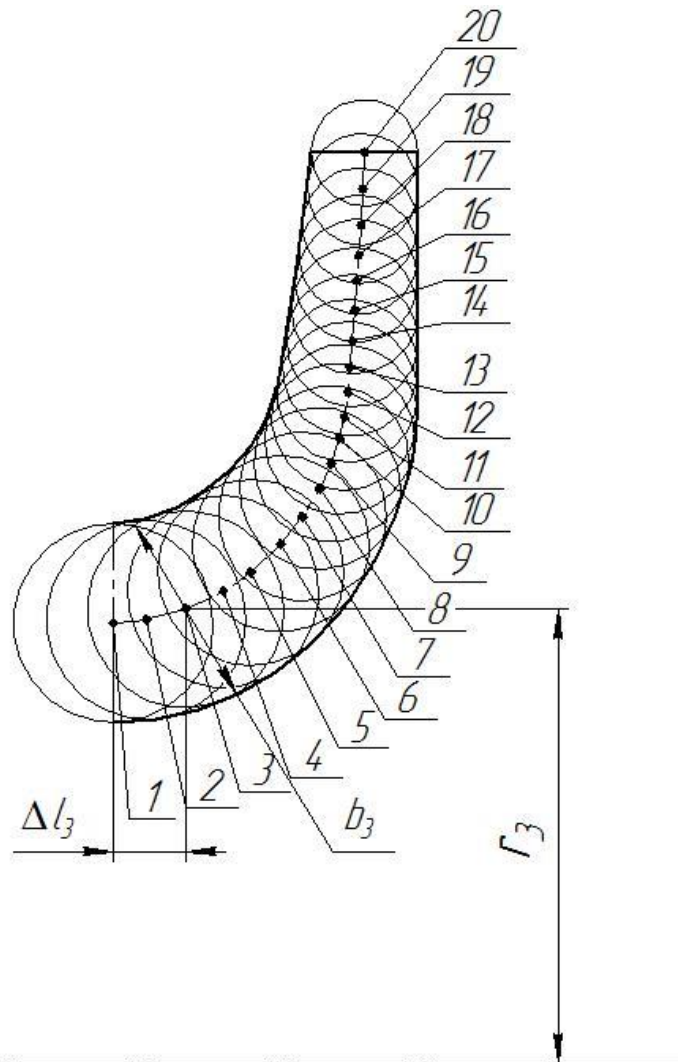


Рисунок 2.3 – Меридіанний переріз робочого колеса

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 2.1.).

Таблиця 2.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	2	3	4	5
1	33,2	72,5	0	14345
2	32,44	73,2	6	14563
3	32,01	76,2	12	14925
4	31,45	78,99	18	15125
5	31,02	81,19	23	15836
6	29,43	86,3	28	16194
7	29,13	90,4	32	16206
8	27,11	95,2	34	16452
9	26,35	100,5	38	16499
10	25,22	105,8	38	16567
11	25,01	109,1	39	16624
12	23,16	111,3	39	16685
13	22,15	116,53	40	16766
14	21,17	121,03	40	16815
15	21,03	126,05	40	16894
16	19,5	130,09	41	16917
17	19,01	135,8	41	17115
18	18,02	142,29	41	17223
19	17,63	146,4	42	17289
20	8	152,5	42	17299

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

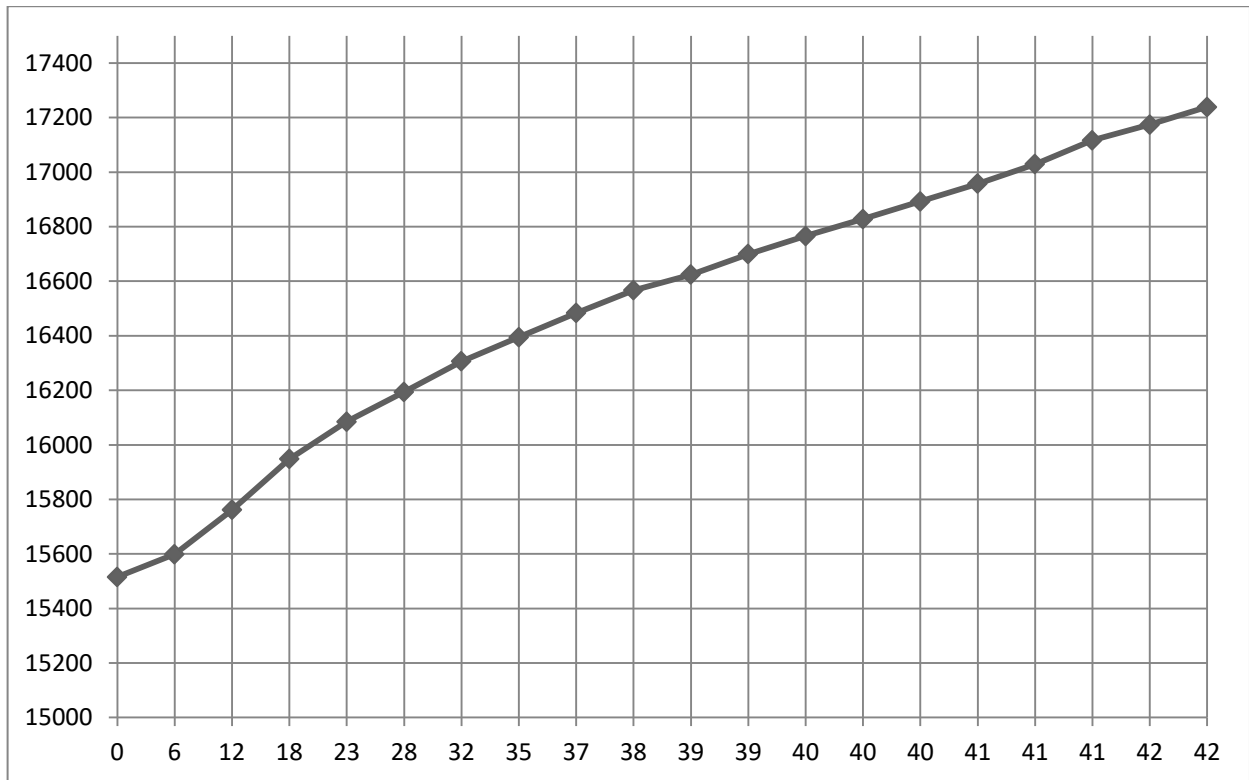


Рисунок 2.4- Графік зміни площі меридіанного перерізу РК

2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті

Методика побудови проміжних ліній струму (вписування рівноскоростного потоку) наступна (рис.2.5):

- на вихідний кромці n-n відкладають рівні відрізки b_2/k ;

- положення ліній струму на вході в робоче колесо (перетин 1-1)

- обриси ліній струму між входом в робоче колесо і виходом з нього знаходять методом послідовних наближень. Спочатку лінії проводять орієнтовно «на око» і будують кілька нормалей (з меншими інтервалами в області повороту потоку - найбільшій кривизни лінії струму);

- після нанесення нормалей для кожної з них підраховують похідні $r_{\omega}l$.

Величини r_{ω} і l визначаються з рис.2.5. Якщо рівність похідних $r'_{\omega}l' = r''_{\omega}l''$ не досягнуто, проводиться коригування ліній струму, при цьому положення нормалей, як правило, теж змінюється.

Даний етап виконується ретельно, особливо стежачи за тим, щоб лінії, що зображують нормалі, відповідали своєму призначенню, тобто перетиналися з лініями струму під прямим кутом. Допущені при цьому неточності можуть призвести в подальшому до неправильної розмітки ліній струму, що неминуче викличе труднощі при подальших операціях.

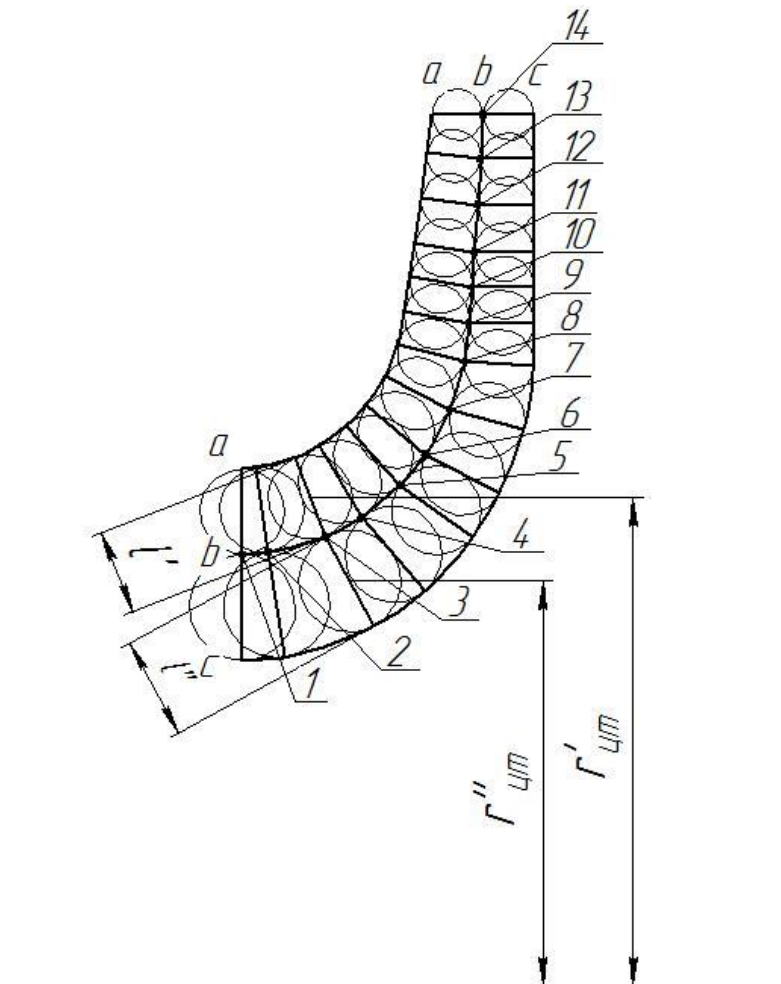


Рисунок 2.5 – Побудова ліній струму

2.12 Профілювання лопаті

Найбільш поширеним методом профілювання лопатей у насособудуванні є конформне відображення поверхні течії на розгортку поверхні обертання (конус або циліндр). Цей підхід забезпечує відображення кутів лопатей без спотворень, а лінійні розміри зберігаються пропорційно.

Процес профілювання лопаті включає такі етапи:

- Побудова координатної сітки на поверхні течії.
- Профілювання середньої лінії течії на розгортці циліндра.
- Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проєкції робочого колеса та лопаті в плані.

Розпочинають із побудови координатної сітки, яка є необхідною для визначення зв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці циліндра (рис. 2.6) утворюється системою вертикальних і горизонтальних ліній (вертикалей і паралелей), розташованих із певними відстанями між собою відповідно до умов проєктування. ΔS і ΔL .

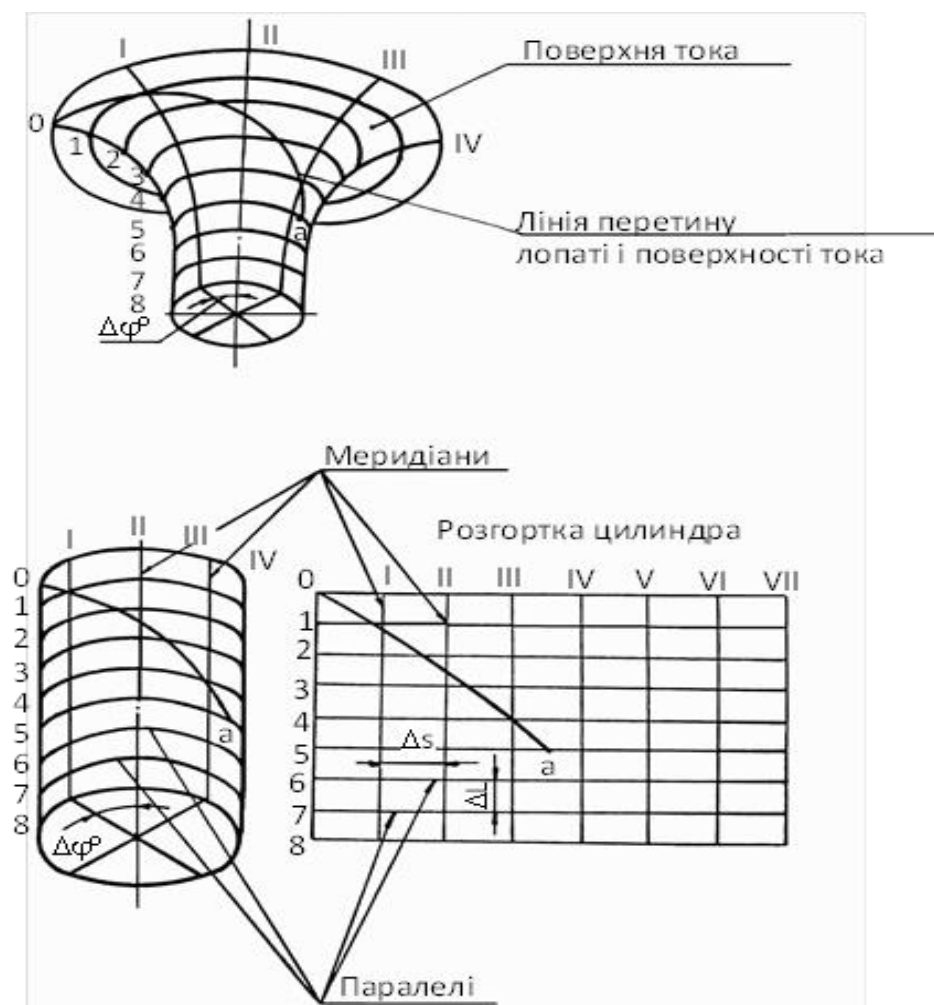


Рисунок 2.6 – Сітка на розгортці відображаючого циліндра

Для побудови координатної сітки задаються кутом $\Delta\varphi$ між меридіанними перетинами відображаючого циліндра (рис.2.6), який зазвичай приймають рівним 5

- 10° , і радіусом конформного циліндра $R_{кц} = 150 - 200$ мм (іноді приймають $R_{кц} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS і ΔL за формулами:

$$\Delta S = \pi R_{кц} \frac{\Delta \varphi^\circ}{180^\circ} \quad (2.38)$$

Приймаю $R_{кц} = 150$ мм; $\Delta \varphi = 10^\circ$.

$$\Delta S = 3,14 \cdot 150 \cdot \frac{10}{180} = 26,16 \text{ (мм)}$$

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{C}, \quad (2.39)$$

де C - постійна, яка зазвичай приймається рівною 10 (для спрощення розрахунків).

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ (мм)}$$

Переходимо до побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму, яка полягає в розбивці всіх розрахункових ліній струму a , b , c (рис.2.7) на відрізки Δl за умовою конформності

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = const,$$

де $r_{срi}$ - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl_i .

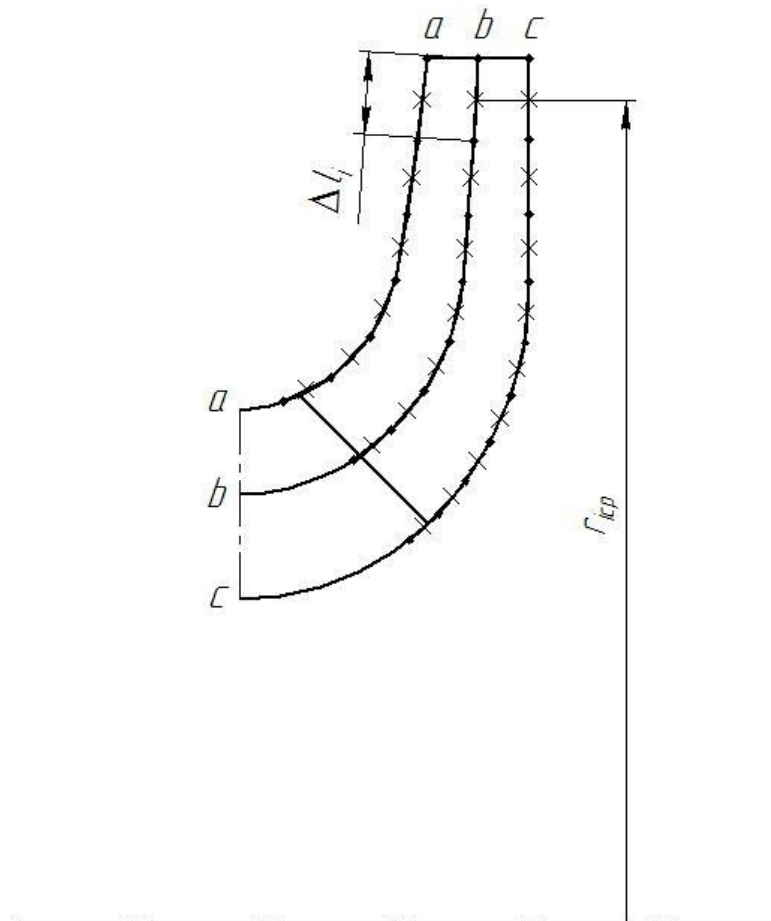


Рисунок 2.7 – Розбиття середньої лінії течії на точки

Таблиця 2.3 – Результати обчислення точок на меридіанній проекції колеса

Номер точки	a		b		c	
	$r_{i\text{cp}}$, мм	Δl_i , мм	$r_{i\text{cp}}$, мм	Δl_i , мм	$r_{i\text{cp}}$, мм	Δl_i , мм
0		—		—		—
1	95,2	9,52	83,12	8,31	68,25	6,82
2	98,18	9,81	90,17	9,01	77,83	7,78
3	107,65	10,76	97,24	9,72	80,12	8,01
4	120,5	12,5	106,99	10,69	88,36	8,83
5	130,75	13,75	119,88	11,98	96,65	9,66
6	144,92	14,49	130,85	13,08	108,48	10,84
7			145,52	14,55	119,41	11,94
8					130,77	13,07
9					145,55	14,55

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату θ [4]. Для низьких n_s $\theta = 140 \dots 110^\circ$.

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 120^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const \quad (2.40)$$

де $r_{срi}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 2.7).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (2.41)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 134,6 \text{ [мм]}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^0 \quad (2.42)$$

Кут обхвату лопаті в плані задовольняє умові (2.42):

$$t^0 = \frac{360}{7} = 51^\circ$$

$$120^\circ > (1,5 \cdot 51 = 76,4^\circ)$$

де $t^0 = 360/z$,

Паралелі точок a, b, c для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (2.43)$$

де x_i - відстань від поточної паралелі до потрібної точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

- через отримані точки a, b, c проводять промені під кутами $\beta_{1a}, \beta_{1b}, \beta_{1c}$ до перетину з променем, проведеним під кутом β_2 в точках, що лежать нижче точки n_a .

При цьому можливі різні варіанти перетину вхідного і вихідного променів.

2.13 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Після отримання "нормальної" форми лопаті на конформній діаграмі виконують перевірочні розрахунки для встановлення кінцевого положення вхідної крайки лопаті. Визначення кутів входу проводиться для кожного перетину a, b, c .

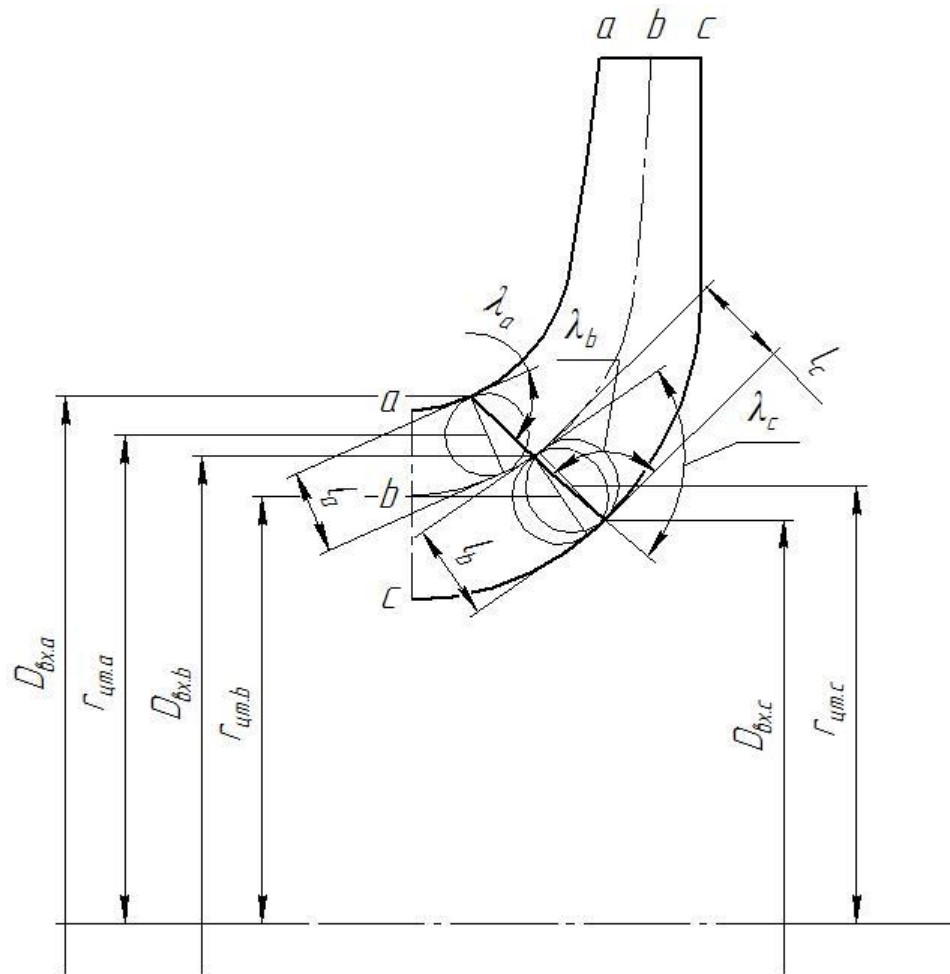


Рисунок 2.8 – Коректування кута нахилу β_1

Визначення кутів входу проводиться для кожного перетину a, b, c в наступному порядку (рис.2.8):

- розраховують меридіанну швидкість, м / с,

$$V'_{1m} = \frac{Q_{pk}}{3600 \cdot 2\pi k \cdot r_{цм} \cdot l}, \quad (2.44)$$

де k – кількість потоків;

$r_{цм}$ – відстань центра ваги нормалі l від осі робочого колеса;

l - довжина нормалі між даною та сусідньої лініями струму;

- визначають окружну швидкість

$$U_1 = \frac{\pi D_{вх} n}{60}, \quad (2.45)$$

де $D_{вх}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м;

- знаходять кут потоку

$$\beta'_{1n} = \frac{\text{arctg} V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.46)$$

де V_{1u} - окружна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо,
 $V_{1u} = 0$.

- задаються кутом лопаті $\beta_1 > \beta'_{1n}$;
- знаходять коефіцієнт стиснення потоку лопатями на вході

$$k_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}, \quad (2.47)$$

де t_1 - крок лопатей, рівний;

$\sigma_1 = S_1$ - товщина лопаті вздовж окружності $D_{\text{вх}}$,

$$\sigma_1 = S_1 / \sin \varphi_{1л}, \quad (2.48)$$

де S_1 - товщина лопаті на вході;

$\varphi_{1л}$ - кут лопаті в площині, перпендикулярній до дотичній до вхідної кромки в точці входу, який визначається з виразу:

$$\text{tg } \varphi_{1л} = \text{tg } \beta_1 \sin \lambda, \quad (2.49)$$

де λ - кут, утворений дотичними до вхідної кромки лопаті і відповідним лініям струму (рис.2.8);

- знаходять кут β_{1n} (з урахуванням стиснення потоку лопатями):

$$\text{tg} \beta_{1n} = \text{tg} \beta'_{1n} \frac{1}{k_1}, \quad (2.50)$$

- визначають кут атаки

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n}. \quad (2.51)$$

Необхідно, щоб кут атаки плавно змінювався уздовж вхідний кромки.

Орієнтовні рекомендовані значення кутів атаки для ліній струму [2]:

- зовнішньої 1 - 3°;
- середньої 5 - 7°;
- втулкової 7 - 10°.

2.14 Побудова лопаті в плані

Для побудови лопаті в плані викреслюємо дві окружності діаметрами D_2 і $d_{вн}$, а потім проводим у вигляді радіальних променів меридіани I, II, III і т. д. з кутовим кроком $\Delta\varphi$. Нумерація меридіанів повинна зростати в сторону обертання робочого колеса. Далі відстані від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перетинів з лініями струму переносять з меридіанної проекції на план. Отримані в плані точки з'єднують плавними лініями. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою [2].

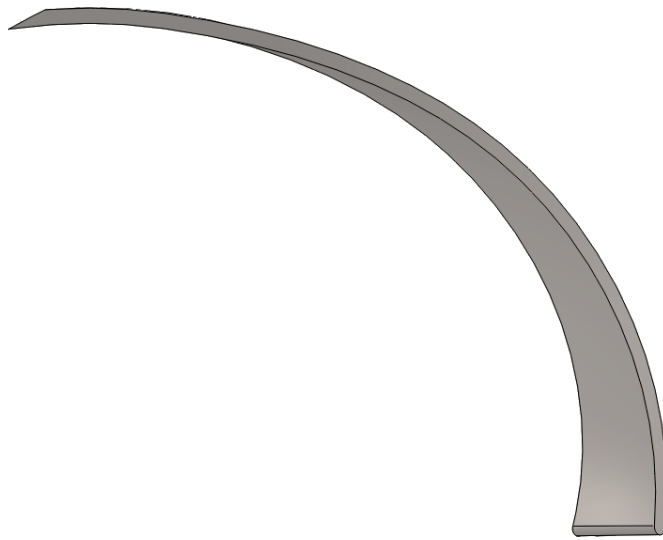


Рисунок 2.9 – 3D модель лопаті робочого колеса в плані

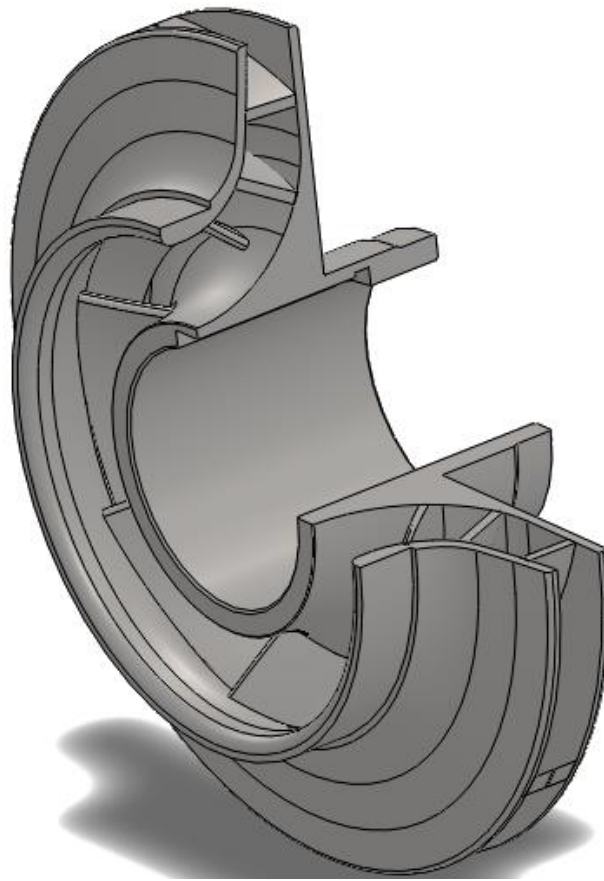


Рисунок 2.10 – 3D модель робочого колеса

3 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТА

Направляючий апарат (НА) застосовується в багатоступінчастих насосах і використовується для відводу рідини від робочого колеса попередньої ступені й підведення її до робочого колеса наступної ступені, тобто виконує функції підведення й відводу [2].

У кожному каналі типового НА можна виділити наступні 4 елементи:

- спіральна ділянка, що грає ту ж роль, що й спіраль у спіральному відводі;
- дифузорний канал, у якому відбувається основне перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну;
- перевідний канал, що забезпечує поворот потоку;
- зворотний канал, що забезпечує рівномірне підведення рідини з мінімальними втратами із заданою циркуляцією до наступної ступні насоса.

В якості направляючого апарата проміжної ступені спроектований Н.А. з преривчастою перевідною зоною (далі – преривчастий Н.А.). У Н.А. цього типу всі поверхні доступні механічній обробці, чистота їх поверхонь досить висока, маса Н.А. менше.

Вихідні данні для розрахунку:

Подача насоса	$Q = 100 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір насоса	$H = 1700 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора	$n = 3000 \text{ [об/хв]}$
Колова складова швидкості потоку на виході з р.к.	$V_{2u\infty} = 39 \text{ [м/с]}$
Зовнішній діаметр р. к.	$D_2 = 333 \text{ [мм]}$
Ширина р. к. на виході	$b_2 = 8 \text{ [мм]}$

3.1 Проектування дифузорного каналу

Розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [1]. У дифузорному каналі (ДК) відбувається головне перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну. Початковим перерізом дифузора є розрахунковий переріз спіральної ділянки, що забезпечує оптимальний режим роботи ступені та насоса загалом. З точки зору гідродинаміки та технологічності виготовлення перевага надається прямовісним дифузорам із розширенням у двох напрямках: осьовому та радіальному. Кривовісні дифузори, хоч і мають дещо гірші гідравлічні характеристики, дозволяють зменшити радіальні габарити НА і, відповідно, матеріаломісткість насоса [5].

3.1.1 Визначення основних геометричних параметрів

Визначаємо діаметр початкової окружності D_3 . Діаметр початкового кола вибираємо з умов забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та

направляючим апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса [4]:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05) \cdot D_2, \quad (3.1)$$

$$D_3 = 1,033 \cdot 330 = 340 \text{ [мм]}$$

Визначаємо ширину направляючого апарату в перерізі b_3 по формулі [6]:

$$b_3 = b_2 + (1 \dots 2) \quad (3.2)$$

$$b_3 = 8 + 2 = 10 \text{ [мм]}$$

3.1.2 Визначення числа лопатей дифузрного каналу

Аналіз різних літературних джерел показав, що кількість ДК вибирається залежно від кількості лопатей РК з умови відсутності невірноважених пульсацій тисків і гідродинамічних сил. Число ДК рекомендується приймати від 6 до 8 з точки зору отримання максимального ККД. З міркувань вібраційних якостей для ступенів середньої швидкості застосовують ПЧ з поєднанням кількості лопатей РК і лопаток НА $Z_{рк} / Z_{на} = 7/9$ або $7/12$ [5]. Приймаємо $z_{д.к.} = 9$.

3.1.3 Визначення кута установки лопатей дифузрного каналу $\alpha_{3л}$

Для мінімізації гідравлічних втрат на вході в ДК необхідно якомога точно розраховувати кут установки вхідних лопатки $\alpha_{л3}$. Аналіз літературних даних показав, що для визначення $\alpha_{л3}$ знаходять кут потоку на вході в ДК $\alpha_{п3}'$, який залежить від режиму роботи і геометричних параметрів виходу РК і входу НА [5].

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює :

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}, \quad (3.3)$$

$$V_{m3} = \frac{100}{\pi \cdot 0,340 \cdot 0,01 \cdot 3600} = 2,6 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює :

$$V_{u3} = V_{2u\infty} \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad (3.4)$$

$$V_{u3} = 39 \cdot \frac{330}{340} = 37,8 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході в направляючий апарат без врахування стиснення:

$$\alpha_{3n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{V_{u3}}, \quad (3.5)$$

$$\alpha_{3n} = \operatorname{arctg} \frac{2,6}{37,8} = 3,48^\circ$$

З врахуванням стиснення :

$$\alpha_{3n}' = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{\psi_3 \cdot V_{u3}}, \quad (3.6)$$

де ψ_3 - коефіцієнт стиснення потоку.

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}, \quad (3.7)$$

де t_3 - крок лопаті направляючого апарату;

$\alpha_{3л}$ – уґол установки лопатки н.а., приймаємо 5° .

δ - нормальна товщина лопаті направляючого апарату на вході, $\delta = 3$ [мм].

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{н.а.}}, \quad (3.8)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,340}{9} = 0,118 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,118 \cdot \sin 5,0} = 0,732$$

$$\alpha_{n3}' = \operatorname{arctg} \frac{2,6}{0,732 \cdot 37,8} = 5,3^\circ$$

Кут установки лопатки направляючого апарату:

$$\alpha_{л3} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n3}', \quad (3.9)$$

де μ - коригуючий коефіцієнт (1,2÷1,8) [6].

$$\operatorname{tg} \alpha_{л3} = 1,2 \cdot \operatorname{tg} 5,3 = 0,176$$

Тоді

$$\alpha_{л3} = \operatorname{arctg}(\alpha_{л3}) = \operatorname{arctg}(0,176) = 7,17^\circ$$

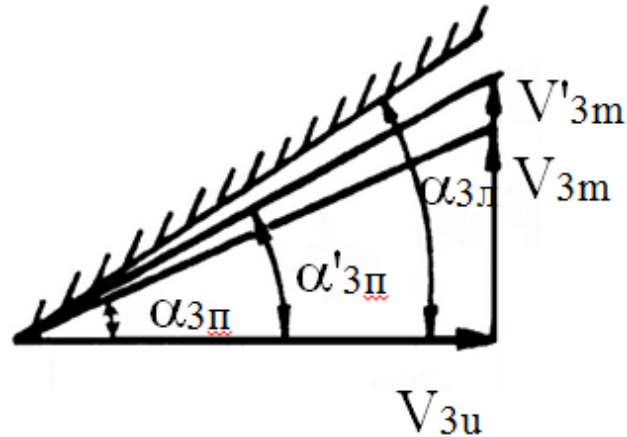


Рисунок 3.1 - Трикутник швидкостей лопатей на вході в направляючий апарат

3.1.4 Визначення і уточнення розміра спіральної ділянки каналу в плані

Спіральний відрізок лопатей н.а. (рис.3.2) виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{н3}')}, \quad (3.10)$$

Звідси

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{н3}')} = 150,3 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,3 \cdot \operatorname{tg}(7,17)} = 181[\text{мм}]$$

Висота вхідного перерізу:

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cdot \cos \alpha_{л3} - \delta, \quad (3.11)$$

$$a_3 = (175 - 150,3) \cdot \cos 7,17 - 3 = 12,21[\text{мм}]$$

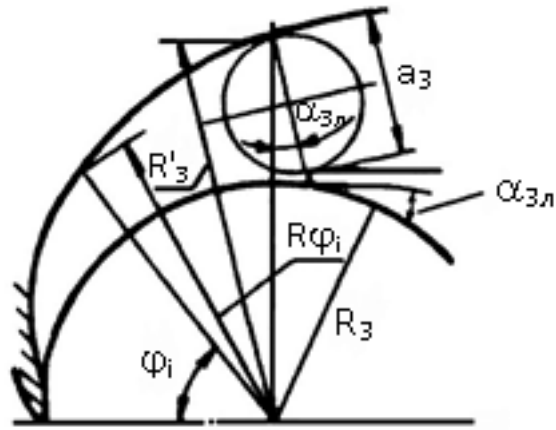


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема спіральної частини направляючого апарата

3.1.5 Визначення розмірів дифузорного каналу

Довжина дифузорного каналу:

$$l_{\text{диф}} = a_3 \cdot (3 \div 5), \quad (3.12)$$

$$l_{\text{диф}} = 12,21 \cdot 3,03 = 37[\text{мм}]$$

Площа входу в дифузорний канал:

$$F_3 = a_3 \cdot b_3, \quad (3.13)$$

$$F_3 = 12,21 \cdot 10 = 122,1[\text{мм}^2] = 12,21 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

Площа виходу з дифузорного каналу:

$$F_4 = a_4 \cdot b_4, \quad (3.14)$$

$$F_4 = 15 \cdot 23 = 345[\text{мм}^2] = 34,5 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

Співвідношення дифузорності каналів:

$$\frac{F_4}{F_3} = 1,8 \dots 2,0$$

$$\frac{F_4}{F_3} = \frac{345}{122} = 1,9$$

3.1.6 Визначення опосередкованого кута розширення дифузора $\varphi_{\text{екв.}}$

Розраховуємо по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}} = 7 \dots 9^\circ, \quad (3.15)$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{345}{3,14}} - \sqrt{\frac{122}{3,14}}}{57} = 8,6^\circ$$

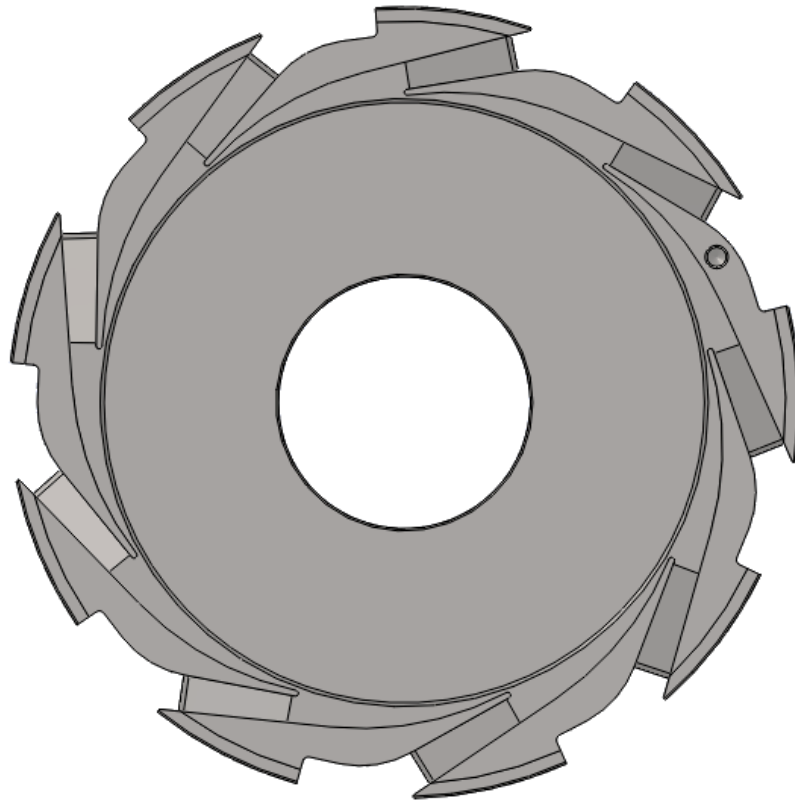


Рисунок 3.3 – 3D модель дифузорного каналу

3.2 Проектування зворотнього каналу

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

Зворотній канал (ЗК) слугує для підведення рідини з мінімальними втратами і заданого закручування до РК наступної ступені. Тому в рекомендаціях [5] площі перетинів ЗК повинні плавно зменшуватися до величини площі входу в РК.

3.2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Ширина на вході в зворотній канал приймається рівною ширині на виході зі зворотнього каналу [5].

$$b_5 = b_6 \quad (3.16)$$

$$b_6 = \left(\frac{D_0 - d_{\text{вТ}}}{2} \right) \cdot 0,92 \quad (3.17)$$

$$b_6 = \left(\frac{175 - 112}{2} \right) \cdot 0,92 = 28 \text{ (мм)}$$

Визначаємо діаметр встановлення лопаток D_5 [5]:

$$D_5 = D_{\text{н.а.}} - \frac{2 \cdot F_{\text{б.к.}}}{b_5}, \quad (3.18)$$

де $D_{\text{н.а.}} = 390 \text{ (мм)}$

$$F_{\text{б.к.}} = F_3 \cdot \left(1,015 \cdot \frac{F_4}{F_3} + 0,0056 \right) \quad (3.19)$$

$$F_{\text{б.к.}} = 263,4 \cdot (1,015 \cdot 1,9 + 0,0056) = 28,4 \cdot 10^{-3} [\text{м}^2]$$

$$D_5 = 390 - \frac{2 \cdot 557}{28} = 350 \text{ (мм)}$$

3.2.2 Визначення числа лопатей зворотнього каналу

Число лопатей зворотнього каналу вибирається рівним або меншим числом щодо кількості лопаток дифузрного каналу. Приймаємо $z_{\text{з.к.}} = 9$.

3.2.3 Визначення кута установки лопатей зворотнього каналу $\alpha_{5\text{л}}$

Дослідження кута установки ЗК на вході $\alpha_{\text{л5}}$ показали, що він має суттєвий вплив на гідравлічні втрати. В роботі [7] було визначено оптимальний кут, рівний $\alpha_{\text{л5}} = 35^\circ$, і все дослідження варіантів НА і ЗК проводилися з цим кутом установки [5].

В переривчастому НА необхідно визначити кут установки лопатки З.К. на вході $\alpha_{\text{л5}}$, а також форму профілю самої лопатки. Кут $\alpha_{\text{л5}}$ визначається в залежності від кута натікання на вхідні кромки ЗК $\alpha_{5\text{н}}$, який розраховується по трикутниках швидкостей і виходячи з умови сталості питомої моменту кількості руху [5].

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в зворотній канал дорівнює:

$$V_{m5} = \frac{Q}{\pi \cdot D_5 \cdot b_5}, \quad (3.20)$$

$$V_{m5} = \frac{100}{\pi \cdot 0,350 \cdot 0,028 \cdot 3600} = 0,9 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в зворотній канал дорівнює :

$$V_{u5} = \frac{2 \cdot \Gamma_5}{D_5}, \quad (3.21)$$

де $\Gamma_5 \approx \Gamma_4$

$$\Gamma_4 = (0,03 \div 0,05) \cdot \Gamma_2, \quad (3.22)$$

$$\Gamma_2 = \pi \cdot D_2 \cdot V_{2u}, \quad (3.23)$$

$$V_{2u} = 0,5 \cdot V_2, \quad (3.24)$$

$$V_{2u} = 0,5 \cdot 43,56 = 27,78$$

$$\Gamma_2 = \pi \cdot 0,350 \cdot 22,32 = 24,5 \text{ [м/с]}$$

$$\Gamma_4 = 0,03 \cdot 22,32 = 0,66$$

$$V_{u5} = \frac{2 \cdot 0,66}{0,350} = 3,77 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході в зворотній канал без врахування стиснення :

$$\alpha_{5n} = \arctg \frac{V_{m5}}{V_{u5}}, \quad (3.25)$$

$$\alpha_{5n} = \arctg \frac{0,9}{3,77} = 13,6^\circ$$

Кут установки лопаті зворотнього каналу з врахуванням стиснення:

$$tg \alpha_{л5} = \frac{\mu}{\psi_4} \cdot tg \alpha_{n5} \quad , \quad (3.26)$$

де ψ_4 - коефіцієнт стиснення потоку.

$$\psi_5 = 1 - \frac{\delta}{t_4 \cdot \sin \alpha_{5п}}, \quad (3.27)$$

де t_4 - крок лопаті зворотнього каналу;

δ - товщина лопаті на вході в зворотній канал, $\delta = 4$ [мм].

$$t_4 = \frac{\pi \cdot D_4}{z_{н.а.}}, \quad (3.28)$$

$$t_4 = \frac{3,14 \cdot 0,366}{9} = 0,127[\text{м}]$$

Тоді

$$\psi_4 = 1 - \frac{0,004}{0,127 \cdot \sin 13,6} = 0,815$$

де μ - коригуючий коефіцієнт $\mu = 1,05 \div 1,2$.

$$tg \alpha_{л5} = \frac{0,9}{0,815} \cdot tg 13,6 = 0,505$$

Тоді

$$\alpha_{л5} = arctg(\alpha_{л5}) = arctg(0,606) = 30,03^\circ$$

3.2.4 Визначення кута установки лопатей зворотнього каналу $\alpha_{6л}$

Вибір кута установки ЗК на виході НА $\alpha_{6л}$ залежить від вимог, що пред'являються до крутизни і формі напірної характеристики. У разі необхідності отримання полого падаючої напірної характеристики, вибирають менші значення кута $\alpha_{6л}$. Вибір більшого значення $\alpha_{6л}$ дозволяє підвищити напір ступені і тим самим знизити її радіальні габарити. Зазвичай кут $\alpha_{6л}$ знаходиться в діапазоні від 40° до 90° [2]. Приймаємо кут $\alpha_{6л} = 45^\circ$.

Крім кута установки, необхідно також правильно підібрати діаметр виходу лопаток ЗК d_6 . Цей геометричний розмір важливий з точки зору отримання необхідної форми напірної характеристики і узгодженої роботи нерухомій решітці НА і рухомої решітці – РК наступної ступені.

Рекомендації по вибору d_6 в літературних джерелах мало. Для зменшення інтенсивності зворотних струмів, що впливають на форму напірної характеристики,

вихідну ділянку ЗК в НА рекомендується проектувати якомога ближче до вхідних воронці РК. Приймаємо $d_6 = 0,8 \cdot D_0$.

$$d_6 = 0,8 \cdot 160 = 130 \text{ (мм)}$$

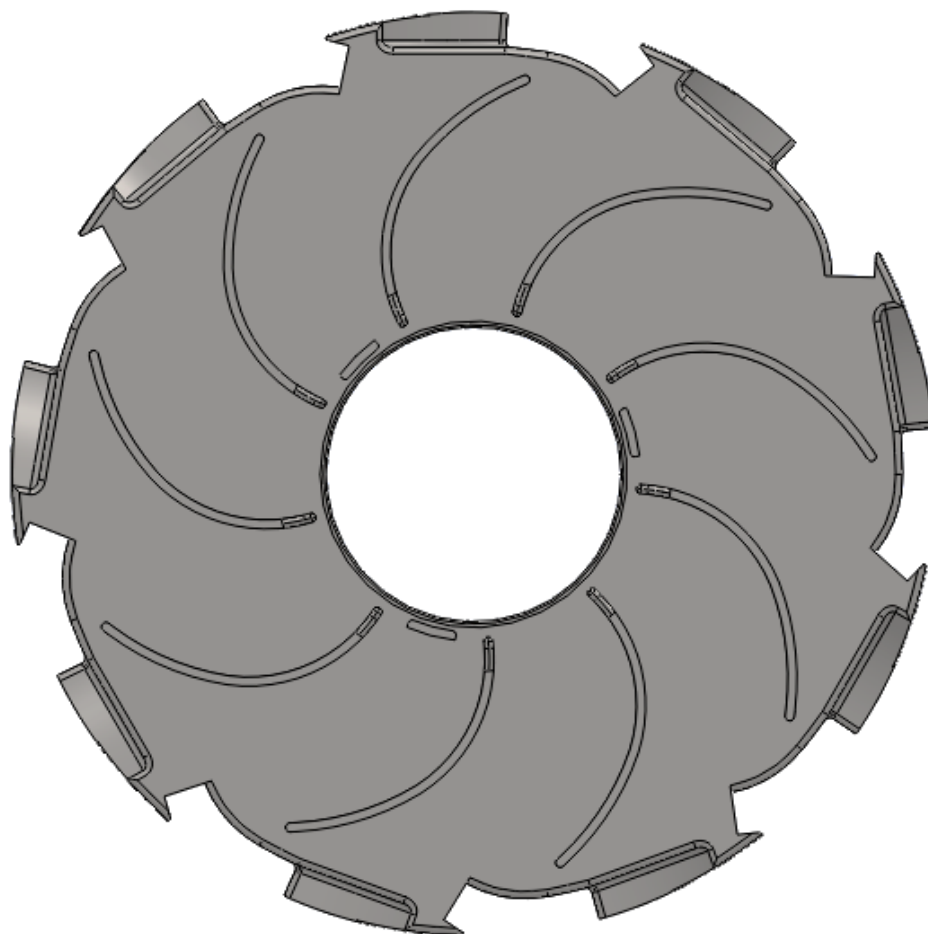


Рисунок 3.4 – 3D модель зворотнього каналу НА.

5 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

5.1 Вибір типу ущільнення

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [8].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосована блочна конструкція торцевого ущільнення типу Т (рис. 5.1). В якості матеріалу пари тертя вибираємо силіційований графіт СГ-П.

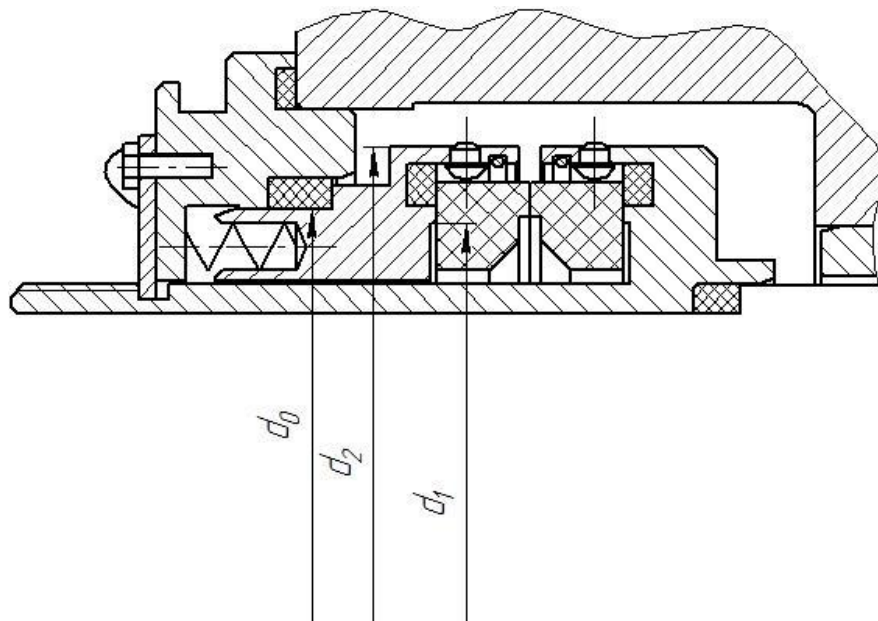


Рисунок 5.1 – Конструкція торцевого ущільнення

5.2 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення

Знаходимо площу, на яку діє тиск p_0 :

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_0^2) \quad (5.1)$$

де d_1, d_2, d_0 – конструктивні розміри робочих кілець;

Приймаємо $d_1=135$ [мм], $d_2=155$ [мм], $d_0=140$ [мм].

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (0,155^2 - 0,140^2) = 0,00347 \text{ [м}^2\text{]}$$

Знаходимо площу контакту в ущільненні:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) \quad (5.2)$$

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (0,155^2 - 0,135^2) = 0,00459 \text{ [м}^2\text{]}$$

Знаходимо коефіцієнт розвантаження торцевого ущільнення:

$$k = \frac{f}{F} \quad (5.3)$$

$$k = \frac{0,00347}{0,00459} = 0,755$$

Торцеве ущільнення вважається розвантаженим якщо $k=0,55\dots0,85$.

5.3 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні

$$N_{\text{в.п.}} = 1,89 \cdot 10^{-2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot (d_2 + d_1)^2 \cdot f \cdot n \cdot p_{\text{с.уд}} \quad (5.4)$$

де $f=0,05\dots0,15$ – коефіцієнт тертя.

$p_{\text{с.уд}}=4 \cdot 10^6$ [Па] - середній питомий тиск в парі тертя.

$$N_{\text{в.п.}} = 1,89 \cdot 10^{-2} \cdot (0,155 - 0,135) \cdot (0,155 + 0,135)^2 \cdot 0,1 \cdot 300 \cdot 4 \cdot 10^6 =$$

$$= 51,2 \text{ [Вт]}$$

5.4 Розрахунок нагріву охолоджувальної середовища

В випадку, коли теплопровідність пари тертя низька і тепловідвід виконується за рахунок протікання через ущільнення, кількість тепла, що виділяється парою тертя за одиницю часу знайдемо за формулою:

$$N_p = G \cdot \sum N_{\text{ту}} \quad (5.5)$$

де $G = \frac{1}{427}$ [ккал/кг]

$\sum N_{\text{ту}}$ - сумарні втрати на тертя в торцевому ущільненні.

$$N_p = \frac{1}{427} \cdot (51,2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 698,36) = 0,18 \text{ [кг/год]}$$

Знаходимо величину протікання через ущільнення:

$$q = \frac{N_p}{\rho \cdot g \cdot c \cdot \Delta t} \quad (5.6)$$

де $c = 4,191$ $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}\right]$ - питома теплопровідність охолоджувальної рідини;

$\Delta t=20^\circ\text{C}$ – величина нагрівання охолоджувальної води;

$$q = \frac{0,18}{898,32 \cdot 9,81 \cdot 3,15 \cdot 10} = 0,015 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Для надійної роботи торцевого ущільнення повинна виконуватися умова:

$$t + \Delta t \leq 70^\circ\text{C} \quad (5.7)$$

де $t=10^\circ\text{C}$ - температура охолоджувальної води.

$$10 + 10 = 20 \leq 70^\circ\text{C}$$

Умова виконується.

6 РОЗРАХУНКИ ПО ВИБОРУ ДВИГУНА

6.1 Вибір двигуна

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

Електродвигун для приводу при з'єднанні валів за допомогою муфти вибирається по максимальній потужності насоса, зумовленої умовами роботи агрегату. Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі:

$$N_{\max} = 6453 \text{ [кВт]}$$

Для приводу насоса обираємо асинхронний трифазний двополюсний електродвигун 4АРМ-1600/6000 УХЛ4 з параметрами:

- Потужність – 6500 кВт;
- Напруга – 6000 В;
- ККД – 96,6 %
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

6.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.20 \cdot M_{\text{ном}} \quad (6.1)$$

де $M_{\text{ном}}$ - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.2)$$

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{6435,3 \cdot 10^3}{314} = 20494 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 20494 = 4303 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна :

$$M_{\text{max}} = 6000 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{НОМ}} \quad (6.3)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]}$$

де $n_{\text{НОМ}}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \quad (6.4)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 6000 = 180 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (6.5)$$

$$k = \frac{6000}{3000^2} = 6,66 \cdot 10^{-4}$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{max} :

$$M = k \cdot n^2 \quad (6.6)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.1 будують залежність $M = f(n)$;

- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;

- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.1 – Пуско-моментна характеристика

п, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	132,12	563,2	1269,56	2165,39	3456,99	6000

На рисунку 6.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

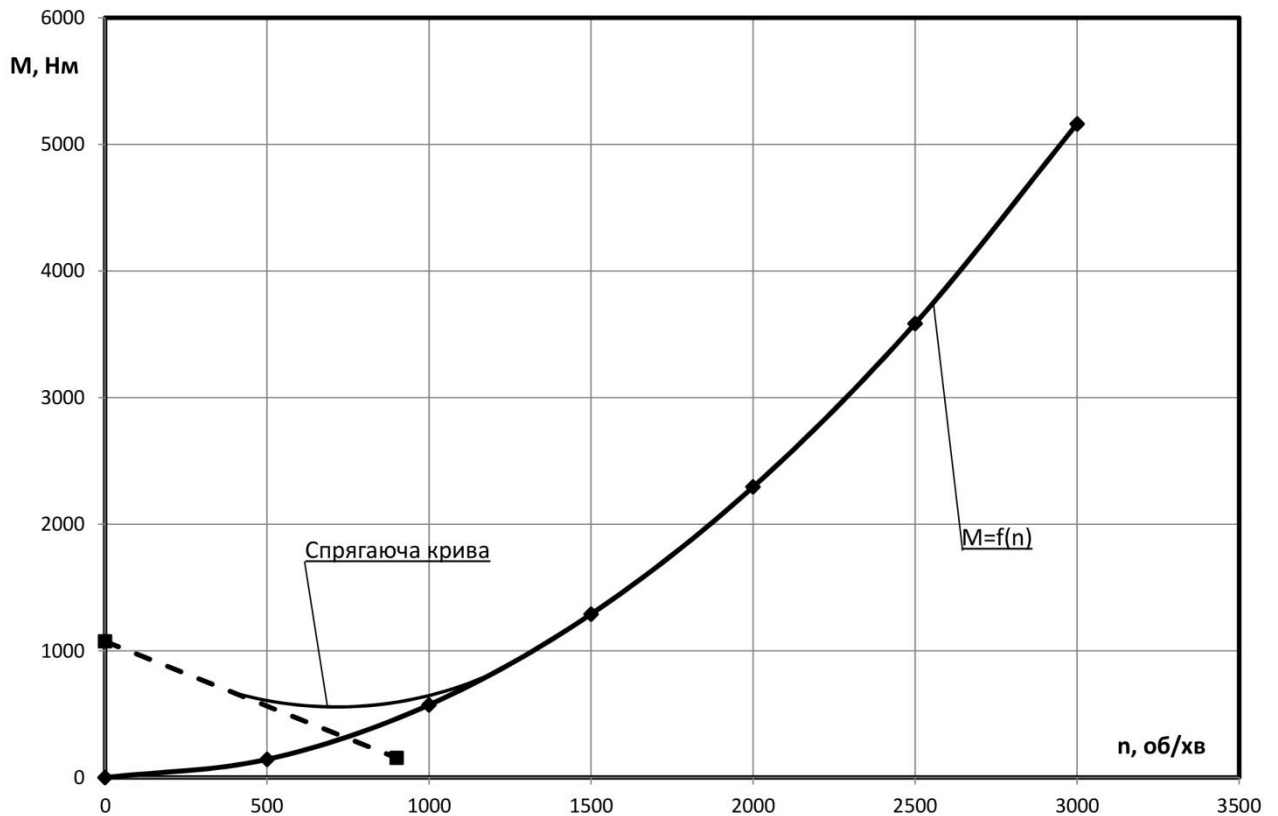


Рисунок 6.1 – Пускова моментна характеристика насосного агрегату.

7 СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [9].

Метою статичного розрахунку є вибір таких геометричних параметрів гідроп'яти, щоб в заданому діапазоні зміни врівноважуючої осьової сили, значення торцевого зазору і витрати через гідроп'яту не виходили за допустимі межі.

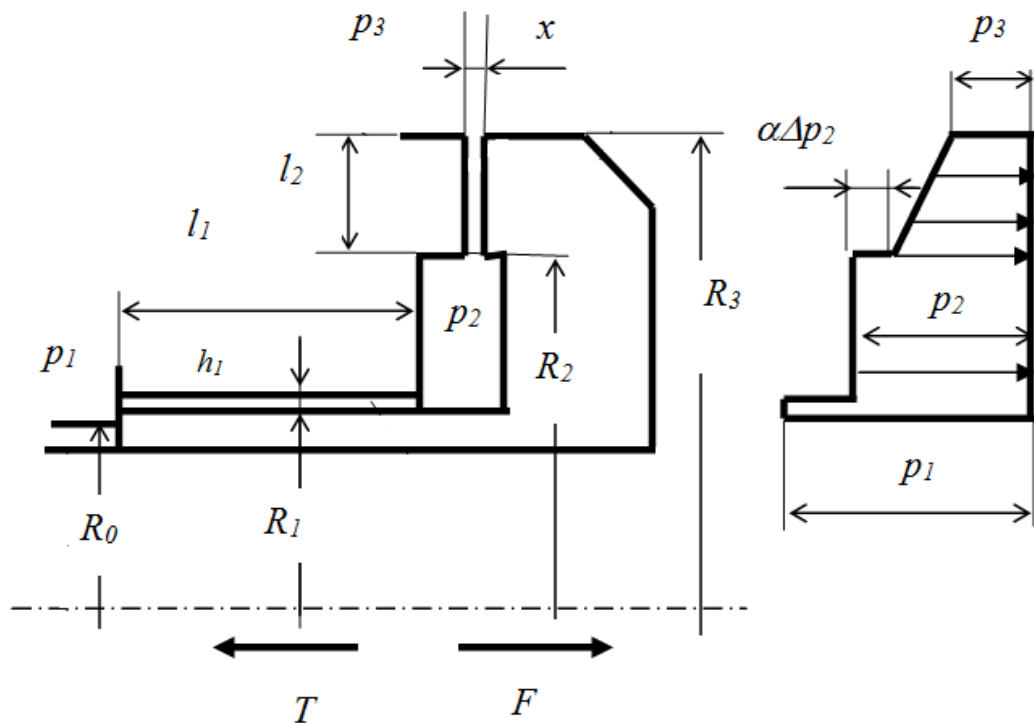


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема гідроп'яти і розподіл тиску на торцеві поверхні розвантажувального диска

Вхідні данні:

$T = 179853 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$ – сумарна осьова сила, що діє на ротор насоса;

$\Delta p = 16,0 \cdot 10^6 \text{ [Па]}$ – повний перепад тиску, що стравлюється в гідроп'яті;

$\rho = 998,23 \text{ [кг/м}^3\text{]}$ – густина рідини, що перекачується насосом;

$R_0 = 0,049 \text{ [м]}$ – радіус втулки робочого колеса;

$R_1 = 0,0423 \text{ [м]}$ – радіус циліндричної щілини;

$R_2 = 0,078 \text{ [м]}$ – внутрішній радіус торцевої щілини (приймається конструктивно, близьким до радіусу переднього ущільнення робочого колеса [1]);

$R_3 = 0,145 \text{ [м]}$ – зовнішній радіус торцевої щілини.

$Q = 100 \text{ [м}^3\text{/час]}$ – подача насосу.

Із умови надійності та технологічності задаються:

$h_1 = 0.2 \dots 0.4 \text{ [мм]}$ – зазор в циліндричній щілині; приймаємо

$h_1 = 0,3 \text{ [мм]}$

$x = x_B = 0.08 \dots 0.25 \text{ [мм]}$ – зазор в торцевій щілині, приймаємо

$x_B = 0,2 \text{ [мм]}$

7.1 Визначення відносних параметрів та відносної осьової сили

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [9].

Визначаємо відносні радіуси:

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_3} \quad (7.1)$$

$$\rho_1 = \frac{0,0423}{0,145} = 0,291$$

$$\rho_2 = \frac{R_2}{R_3} \quad (7.2)$$

$$\rho_2 = \frac{0,078}{0,145} = 0,537$$

Визначаємо ефективну площу кільцевої поверхні :

$$f_1 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 + \rho_2^2 - 3 \cdot \rho_1^2) \quad (7.3)$$

$$f_1 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,145^2 \cdot (1 + 0,537 + 0,537^2 - 3 \cdot 0,291^2) = 0,014$$

Визначаємо ефективну площу контактної поверхні :

$$f_2 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 - 2 \cdot \rho_2^2) \quad (7.4)$$

$$f_2 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,145^2 \cdot (1 + 0,537^2 - 2 \cdot 0,537^2) = 0,005$$

$$\Phi = 1 - \frac{f_2}{f_1} \quad (7.5)$$

$$\Phi = 1 - \frac{0,005}{0,014} = 0,642$$

Визначаємо безрозмірну осьову силу, що діє на ротор:

$$\psi = \frac{T}{\Delta p \cdot f_1} \quad (7.6)$$

$$\psi = \frac{179853}{16 \cdot 10^6 \cdot 0,014} = 0,802$$

Повинна виконуватись умова:

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{S_{\text{вх}}}{f_1} \quad (7.7)$$

$$S_{\text{вх}} = \pi \cdot (R_1^2 - R_0^2) \quad (7.8)$$

$$S_{\text{вх}} = 3,14 \cdot (0,0423^2 - 0,049^2) = 0,00075$$

Тоді

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{0,00075}{0,014} = 0,036$$

Перевіряємо умову:

$$\psi_{\text{пред}} \leq 1 \quad (7.9)$$

$$0,036 \leq 1$$

Умова виконується.

Визначаємо α_B :

$$\alpha_B = \frac{0,2 + \rho_2^2}{0,2 + \rho_2^2 + \rho_2 \cdot (1 - \rho_2) \cdot \frac{\lambda_2 \cdot R_3}{2 \cdot x_B}} \quad (7.10)$$

де $\lambda_2 = 0,06$ – коефіцієнт торцевої щілини для турбулентного режиму по даним експерименту.

Тоді

$$\alpha_B = \frac{0,2 + 0,537^2}{0,2 + 0,537^2 + 0,537 \cdot (1 - 0,537) \cdot \frac{0,06 \cdot 0,145}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}} = 0,112$$

Із умови що $\varphi_B = \psi$ при $U = U_B = 1$ [1] знаходимо β_B :

$$\beta_B = \frac{\varphi_B}{1 - \alpha_B \cdot (1 - \Phi)} \quad (7.11)$$

$$\beta_B = \frac{0,291}{1 - 0,112 \cdot (1 - 0,598)} = 0,319$$

Величина β_B повинна бути в межах $0,2 \leq \beta_B \leq 0,8$.

Знаходимо В:

$$B = \frac{1 - \beta_B}{\beta_B} \quad (7.12)$$

$$B = \frac{1 - 0,319}{0,319} = 2$$

7.2 Розрахунок витрат через гідроп'яту

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [9].

Знаходимо витрату через гідроп'яту при x_B :

$$q = S_{2B} \cdot \sqrt{\beta_B \cdot \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_{2B}}} \quad (7.13)$$

Визначаємо S_{2B} із умови:

$$\frac{S_1^2}{S_{2B}^2} = \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h_1}{x_B} \right)^2$$

$$S_{2B} = S_1 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{x_B}{h_1} \quad (7.14)$$

Де:

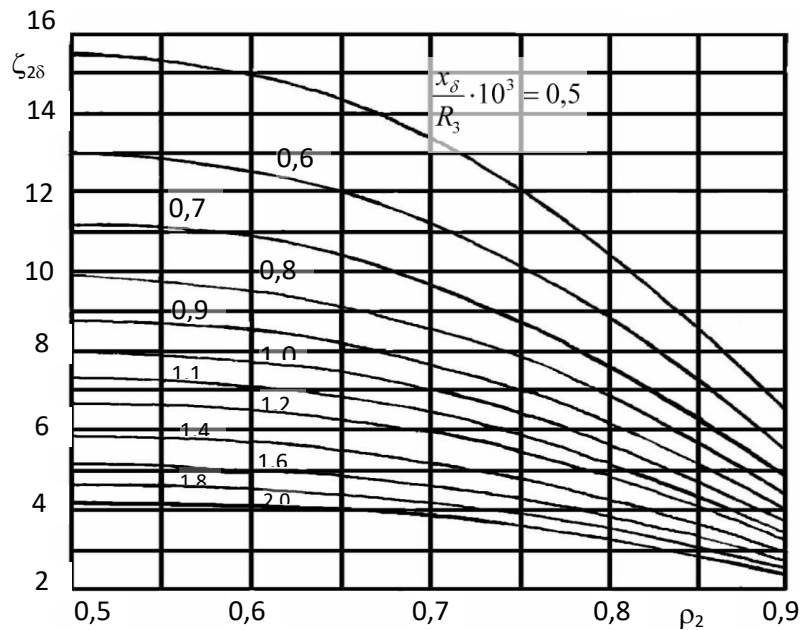
$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot h_1 \quad (7.15)$$

$$S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0755 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 0,9 \cdot 10^{-4}$$

Тоді

$$S_{2B} = 0,9 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,047}{0,058} \cdot \frac{0,2 \cdot 10^{-4}}{0,3 \cdot 10^{-3}} = 3,8 \cdot 10^{-5}$$

Величину $\zeta_{2B} = f\left(\rho_2, \frac{x_B}{R_3}\right) = f\left(0,774, \frac{x_B}{R_3} \cdot 10^3 = 1,33\right)$ знаходимо із рисунка 7.1:

Рисунок 7.1 – Графік $\zeta_{2Б}$

В відповідності до рисунку 7.1 $\zeta_{2Б} = 4,5$.

Тоді витрата через гідроп'яту:

$$q = 4,25 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{0,485 \cdot \frac{2 \cdot 16 \cdot 10^6}{963,25 \cdot 3,5}} = 0,0017 [\text{м}^3/\text{с}]$$

Розрахунок виконано правильно, якщо виконується умова:

$$\frac{q}{Q} < 0,05 \dots 0,08 \quad (7.16)$$

$$\frac{0,0028}{\left(\frac{240}{3600}\right)} = 0,042 < 0,05 \dots 0,08$$

Умова виконується.

Визначаємо довжину циліндричної щілини:

$$l_1 = \frac{2 \cdot h_1}{\lambda_2} \cdot \left[\zeta_{2Б} \cdot B \cdot \left(\frac{S_1}{S_{2Б}} \right)^2 - 1,3 \right] \quad (7.17)$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{0,04} \cdot \left[3,5 \cdot 0,963 \cdot \left(\frac{1,12 \cdot 10^{-4}}{4,25 \cdot 10^{-5}} \right)^2 - 1,3 \right] = 0,1 [\text{м}]$$

8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [10].

При роботі насоса виникає неврівноважена радіальна сила (див. рис. 8.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_B, R_A).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (8.1)$$

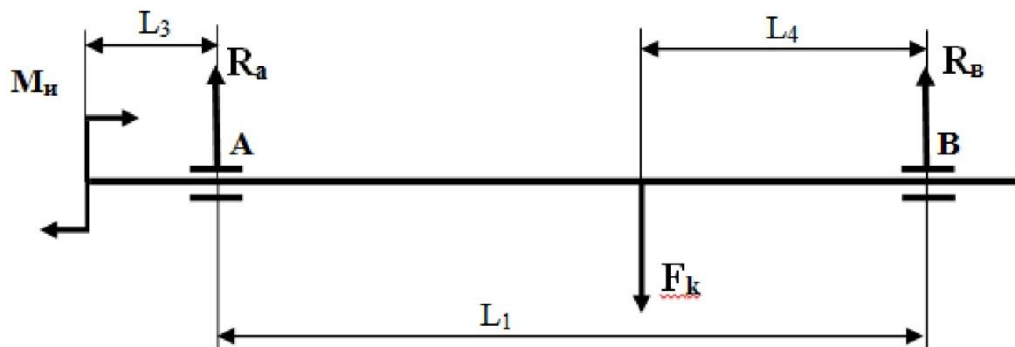


Рисунок 8.1 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot (L_1 - L_4)}{L_1} \quad (8.2)$$

де $L_1 = 1,9$ [м], $L_4 = 0,56$ [м], $L_3 = 0,22$ [м], $F_k = R_{max} = 32569$ [Н].

$$R_B = \frac{31934 \cdot (1,9 - 0,56)}{1,9} = 20369 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_A \cdot L_1 = 0 \quad (8.3)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (8.4)$$

$$R_a = \frac{32569 \cdot 0,56}{1,9} = 6666 \text{ [Н]}$$

8.2 Розрахунок вала на статичну міцність

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [10].

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75 \cdot M_{мах}^2} \quad (8.5)$$

де $M_{зг.мах}$ - максимальний згинальний момент, Н·м

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 7.1:

$$M_{зг.мах} = R_a \cdot L_3 \quad (8.6)$$

$$M_{зг.мах} = 6666 \cdot 0,22 = 1466 \text{ [Н·м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{1956 + 0,55 \cdot 6666^2} = 3698 \text{ [Н·м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (8.7)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{3698}{0,1 \cdot 40}} = 72,3$$

Згідно розрахунків $d_{\Pi} = 90 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$90 \text{ мм} > 85,8 \text{ мм}$$

8.3 Перевірочний розрахунок вала

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [10].

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (8.8)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s] = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_σ, s_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (8.9)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (8.10)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a и σ_m, τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2,2, K_\tau = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0,25 \div 0,3, \psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (8.11)$$

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 730 + 800 = 300 \text{ [МПа]}$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 30Х13).

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} \quad (8.12)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 300 = 185,25 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (8.13)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (8.14)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d_n^3} \quad (8.15)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{6666}{0,2 \cdot 0,05^3} = 12,3 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 178965}{3,14 \cdot 0,05^2} = 23,6 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{1963}{0,1 \cdot 0,05^3} = 26,6 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,62} \cdot 26,6 + 0,255 \cdot 26,6} = 2,2$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{198,3}{\frac{1,41}{0,62} \cdot 12,3 + 0,1 \cdot 12,3} = 3,2$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.8.1).

Таблиця 8.1 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,78	0,72	0,69	0,64	0,60	0,58	0,51

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{2,2 \cdot 3,2}{\sqrt{2,2^2 + 3,2^2}} = 2,6$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$2,6 \geq 2,5$$

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

8.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [10].

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 590$ МПа.

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 95$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 14 \cdot 7 \cdot 50$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (8.16)$$

де $t_1 = 9,0$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 4$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 85$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 6666$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 6666}{0,085 \cdot 0,06 \cdot (0,012 - 0,005)} = 208 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 208 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (8.17)$$

де $\sigma_{0,2} = 590$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 590 = 330,4 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (8.18)$$

$$208 \text{ [МПа]} \leq 330,4 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (8.19)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 6666}{0,085 \cdot 0,06 \cdot 0,012} = 35 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 35 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (8.20)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (8.21)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 330,4 = 198,3 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$35 \text{ [МПа]} \leq 198,3 \text{ [МПа]}$$

8.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 85 \text{ мм}$) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 12 \cdot 7 \cdot 90$$

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 6666}{0,075 \cdot 0,09 \cdot (0,07 - 0,006)} = 180 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 180 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 9,0$ [мм].

діаметр вала $d = d_m = 85$ [мм].

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 330,4$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$180 \text{ [МПа]} \leq 330,4 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 6666}{0,075 \cdot 0,9 \cdot 0,012} = 25 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 25 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{зр} = 198,3$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$25 \text{ [МПа]} \leq 198,3 \text{ [МПа]}$$

9 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Розрахунки виконані відповідно до загальноприйнятої методики.

Головною перевагою підшипників ковзання є їхня безшумність і висока здатність до демпфування під час дії циклічних і ударних навантажень.

Критерії розрахунку підшипників ковзання визначаються насамперед характером тертя, що виникає в підшипнику. Виділяють три основні типи тертя ковзання: граничне, змішане (напіврідинне) і рідинне.

Граничне тертя спостерігається за невеликих швидкостей ковзання поверхонь, коли товщина шару мастила знаходиться на рівні порядку... 0,1 мкм.

Зі збільшенням швидкості ковзання $v = \omega r$ величина коефіцієнта тертя f зменшується, стаючи вельми нестійкою в зв'язку з тим, що тертя переходить в змішане, при якому, незважаючи на збільшену товщину шару мастила, все ще має місце зіткнення окремих виступів що труться.

Для найбільших навантажень актуальним буде режим рідинного тертя, при якому поверхні тертя повністю розділені шаром мастила.

Підшипники ковзання обираємо роз'ємного типу (двох вкладишів з бабітовими наплавками).

Знаходимо довжину цапфи:

$$l = \varphi \cdot d_{\text{ц}} \quad (9.1)$$

де $d_{\text{ц}} = 90$ [мм] – діаметр цапфи;

$\varphi = 0.5 \dots 1.2$ – коефіцієнт.

$$l = 1,2 \cdot 90 = 108 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $l = 110$ [мм].

Знаходимо середній тиск між цапфою та вкладишем підшипника:

$$p = \frac{R}{l \cdot d_{\text{ц}}} \quad (9.2)$$

де $R = 32963$ [Н] – радіальна сила.

$$p = \frac{32963}{110 \cdot 90} = 3,55 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо відношення середнього тиску на окружну швидкість ковзання:

$$pV = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{l \cdot 60} \quad (9.3)$$

$$pV = \frac{3,14 \cdot 32963 \cdot 3000}{110 \cdot 60} = 47525 \text{ [МПа} \cdot \text{мм/с]}$$

Знаходимо кільцеву швидкість ковзання цапфи:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}} \cdot n}{60} \quad (9.4)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 3000}{60} = 14130 \text{ [мм/с]}$$

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

Від провороту та осьового зміщення вкладиші фіксуються циліндричними штифтами. Змащування підшипників – примусового типу, відбувається від маслосистеми агрегата.

Температура підшипників під час роботи не повинна перевищувати 80°C.

11 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

11.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей, що виходять від проєктованого насоса

Можливими джерелами небезпечних і шкідливих виробничих факторів у проєктованому електронасосному агрегаті є:

- механічна небезпека;
- електрична небезпека;
- вплив шуму та вібрації;
- термічні фактори;
- ризики, пов'язані з порушенням електропостачання, руйнуванням частин машини або іншими позаштатними ситуаціями;
- небезпека, спричинена ігноруванням ергономічних принципів у процесі проєктування насосів (агрегатів).

Далі розглянемо основні вимоги до кожного із зазначених видів небезпек.

11.2 Механічна небезпека

Механічна небезпека – це узагальнена назва всіх фізичних факторів, які можуть призвести до травм унаслідок механічного руху частин обладнання, інструментів або викиду твердих і рідких матеріалів.

Основні види механічної небезпеки:

- здавлювання, порізи, розрізи, відсікання, намотування, втягування чи захоплення, удари, тертя чи стирання;
- розбризкування або витік рідин під високим тиском;
- викид частин обертових машин;
- втрата стійкості.

Заходи безпеки для запобігання механічній небезпеці:

- скруглення та зняття гострих кромок і кутів;
- видалення задирок і окалини;

- огороження виступаючих частин (шпонок, муфт) із забезпеченням доступу до ущільнень вала для контролю та регулювання кінцевих ущільнень. Демонтаж огорожень допускається лише із застосуванням інструментів.

Для запобігання витоку рідин:

- використання герметичних ущільнень (кінцевих, металевих, гумових тощо);
- збір і відведення витоків, особливо небезпечних рідин та газів;
- забезпечення відповідності гідростатичного тиску у корпусних деталях технічній документації;
- недопущення перевищення допустимих значень сил і моментів у з'єднаннях трубопроводів;
- контроль за граничними значеннями крутного моменту, частоти обертання та розцентрування валів у муфтах і механізмах передач.

Для запобігання втраті стійкості:

- проведення розрахунків центру ваги та застосування стабілізуючих пристроїв для забезпечення стійкості агрегату при нахилі до 70°;
- уникнення погойдувань обладнання на патрубках;
- надання в документації рекомендацій зі стропування та кріплення під час транспортування і монтажу.

Контроль механічної безпеки здійснюється через:

- експертизу конструкторської документації, розрахунків на міцність і експлуатаційної документації під час приймальних випробувань дослідного зразка;
- візуальний огляд.

11.3 Електрична небезпека

Електрична небезпека може спричинити травми або смерть від електрошоку чи опіків унаслідок:

- прямого контакту з частинами, що перебувають під напругою;
- непрямого контакту з частинами під напругою через порушення ізоляції;
- наближення до зон високої напруги;
- використання ізоляції, непридатної для даних умов;

- виникнення електростатичних процесів;
- термічного випромінювання, розбризкування розплавлених речовин чи хімічних реакцій, пов'язаних із короткими замиканнями та перевантаженнями.

Міри безпеки забезпечуються електробезпечністю комплектуючого обладнання, зокрема електродвигунів, відповідність яких підтверджується сертифікатом. В умовах експлуатації двигуни повинні бути заземлені.

Насоси (агрегати), призначені для використання у вибухо- та пожежонебезпечних виробництвах, а також для перекачування рідин, що накопичують статичну електрику, проходять контрольні випробування на захист від статичної електрики відповідно до чинних норм і правил. Зазвичай такі насоси оснащуються власними заземлюючими пристроями.

У необхідних випадках перевіряються:

- питомий об'ємний чи поверхневий електричний опір матеріалу проточної частини насоса (не більше 10^5 Ом·м);
- опір заземлюючого пристрою (не більше 100 Ом);
- інші показники, пов'язані зі статичною електрикою, згідно з правилами та технічними умовами (ТУ) на конкретний виріб.

Контроль електробезпеки здійснюється через:

- експертизу конструкторської та експлуатаційної документації під час приймальних випробувань дослідного зразка;
- перевірку виконання вимог в умовах експлуатації, зокрема:
 - наявність і працездатність заземлюючих пристроїв;
 - наявність захисних кожухів, що запобігають проникненню рідин і твердих часток до електричних з'єднань;
 - наявність пристрою для розмикання енергопостачання насосного агрегату.

11.4 Небезпека від впливу шуму й вібрації насосного агрегату

Шум може негативно впливати на здоров'я людини, викликаючи:

- тривале порушення слуху;
- шум у вухах;

- втому, стрес та інші психологічні наслідки;
- порушення рівноваги, зниження уваги, труднощі мовної комунікації тощо.

Для забезпечення безпеки під час експлуатації насосного агрегату повинні бути вжиті заходи:

- Еквівалентний рівень звуку на робочому місці не повинен перевищувати 80 дБА.

- Періодичне обслуговування повинно проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху, причому тривалість використання цих засобів не повинна перевищувати 15 хвилин за зміну (8 годин).

- Виробник насоса не враховує шум, що виникає через зовнішні умови експлуатації, але зобов'язаний виконувати вимоги щодо зниження шуму разом із Генпроектантом об'єкта. До таких заходів належать:

- звукоізоляція приміщення;
- обмеження часу перебування персоналу біля агрегату;
- розташування агрегатів у приміщеннях, що не обслуговуються.

Тривала або інтенсивна вібрація також може негативно впливати на здоров'я людини. Зменшення небезпеки, пов'язаної з вібрацією, забезпечується:

- Генпроектантом об'єкта експлуатації шляхом виконання вимог щодо допустимих норм вібрації;
- встановленням технічно припустимих рівнів вібрації на корпусах підшипникових опор ротора, що дозволяє зберігати працездатність насоса, продовжувати його ресурс та знижувати вібрацію на фундаменті.

Для проєктованого насосного агрегату встановлено:

- категорію вібрації 3, тип "а";
- середньоквадратичне значення віброшвидкості на корпусі підшипника насоса й електродвигуна не повинне перевищувати 4,5 мм/с.

11.5 Термічна небезпека

Термічна небезпека, викликана зовнішніми поверхнями насоса (агрегату), може призводити до:

- опіків;
- переохолодження через контакт із поверхнями.

Для запобігання таким ризикам необхідно:

- зменшити або виключити час контакту з небезпечними поверхнями шляхом:
 - ізоляції поверхонь;
 - встановлення огорожень у зонах можливого контакту;
 - повного огороження насоса (агрегату).

Максимально допустимі значення температури для незахищених поверхонь насоса в нормальному режимі роботи наведені в таблиці 11.1.

Таблиця 11.1- Припустимі значення температури

	Поверхні, дотик до яких можливий під час нормальної роботи в обмеженому просторі	Поверхні, не навмисний дотик до яких можливий в необмеженому просторі
Метал ²⁾	68 ⁰ С	80 ⁰ С
Кераміка	73 ⁰ С	84 ⁰ С'
Пластмаса	80 ⁰ С	90 ⁰ С
<p>1) Враховується, що при ненавмисному дотику до поверхні в обмеженому просторі, у якому відсмикування сповільнюється через стиснуту рухливість, тривалість контакту може бути довше й, тим самим, потрібно більш низька максимальна температура.</p> <p>2) Мають лакове покриття й не мають лакового покриття</p>		

11.6 Небезпеки, що виникають через порушення електропостачання, руйнування частин машин і інші позаштатні ситуації

До таких небезпек належать:

- несправність або некоректна робота системи керування;

- помилки при монтажі або неправильна збірка;
- ненавмисний або несподіваний запуск агрегату.

Заходи щодо запобігання:

1. Конструктивні рішення:

- Унеможливлення помилкової збірки за рахунок використання унікальних сполучних елементів для критичних з'єднань.
- Наявність пристрою для запобігання зворотному потоку (наприклад, зворотний клапан), якщо після відключення насоса можливий зворотний потік.

2. Позначення:

- Стрілка напрямку обертання насоса має бути видимою, довговічною, із контрастним кольором відносно корпусу насоса.

3. Перевірка напрямку обертання:

- Виконується на етапі виготовлення та монтажних робіт.

4. Контроль підключень:**

- Допоміжні трубопроводи повинні бути чітко позначені на кресленнях та на насосі.
- Уникнення плутанини при монтажі за рахунок маркування та інструкцій.

5. Запобігання ненавмисному запуску:

- У співпраці з Генпроектантом повинні бути передбачені механізми, що виключають такі ситуації.

6. Захисні пристрої:

- Демонтаж або зміна місця розташування захисних пристроїв має проводитися тільки за допомогою інструментів.
- Запобіжні клапани та байпасні пристрої повинні бути закриті кожухами, які знімаються лише за допомогою інструмента.

Контроль за попередженням таких небезпек забезпечується шляхом чіткого регламенту в інструкціях із експлуатації.

11.7 Небезпеки, викликані недотриманням ергономічних принципів проектування насосів (агрегатів)

Недотримання ергономічних принципів може призводити до:

- фізіологічних наслідків, таких як перевтома або біль через незручну робочу позу чи надмірне фізичне навантаження;
- психофізіологічних наслідків, зокрема стресу через розумове перевантаження, недостатнє навантаження, або труднощів у контролі роботи агрегату;
- помилок оператора.

Для зниження ризику таких небезпек необхідно:

1. Дотримуватися ергономічних принципів під час розробки насосів і створення документації, зокрема відповідно до стандартів EN809 і ССБТ.

2. Забезпечити:

- використання сигнальних кольорів для позначення безпеки;
- зручне розташування органів керування, пристроїв та інструментів для технічного обслуговування;
- чітке та зрозуміле маркування для запобігання помилкам оператора.

Реалізація ергономічних заходів на етапі проектування значно знижує ризик порушень безпеки та підвищує зручність експлуатації обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с. 11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022

11. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.
12. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.
13. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
14. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – 553 с