

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

«Насос нафтовий багатоступеневий секційний
НДМс 250-480» (Multi-stage sectional pump НДМс 250-480)

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

Виконав студент гр. Гм м. 71

Джафаров Т.В.
(прізвище, ініціали)

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

Керівник

Колісниченко Е.В.
(прізвище, ініціали)

Суми 2018

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Ковальов І.О.
«__» _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу магістра

Джафарову Тимуру Васіфовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи «Насос нафтовий багатоступеневий секційний НДМс 250-480» (Multi-stage sectional pump НДМс 250-480)

затверджена наказом по університету від «__» _____ 20__ р. № _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 10.12.2018

3 Вихідні дані до роботи:

Подача $Q = 250 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 480 \text{ м}$, частота обертів ротора $n = 2980 \text{ об/хв.}$, густина робочої рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

- гідралічні розрахунки (робочого колеса, напрямного апарату, гідроп'яти, підводу, відводу);
- розрахунки на кавітацію;
- розрахунки з вибору електродвигуна;
- розрахунки на міцність;
- моделювання течії рідини у проточній частині проміжної секції насоса за допомогою програмних засобів моделювання.

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

теоретичне креслення РК проміжної ступені, креслення РК, креслення напрямного апарату, креслення секції, складальне креслення насоса креслення ротора насоса, креслення деталей, 3-D креслення робочого колеса.

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Соляник В.О.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Гідравлічні розрахунки	30.09.2018	
2	Теоретичне креслення робочого колеса		
3	Креслення робочого колеса		
4	Розрахунки на кавітацію		
5	Креслення напрямного апарату		
6	Розрахунки з вибору електродвигуна		
7	Креслення секції		
8	3-D креслення РК		
9	Розрахунок ущільнення		
10	Розрахунки на міцність		07.10.2018
11	Розрахунки з вибору підшипників		
12	Складальне креслення насоса		
13	Креслення деталей насосу	21.10.2018	
14	Креслення ротора насоса	14.11.2018	
15	Виконання розділу з охорони праці		
16	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	10.12.2018	
17	Захист роботи	25.12.2018	

Дата видачі завдання - 21.09 2018 р.

Студент

(підпис)

Джафаров Т.В.

Керівник

(підпис)

Колісніченко Е.В.

Реферат

Пояснювальна записка: 76с., 18 рисунків, 10 таблиць, 11 літературних джерел.

Тема роботи магістра “Розробка насосу нафтового багатоступеневого секційного НДМс 250-480»

Графічні матеріали: А2х4, А2х3, А3х4, два листи А1, А2, А4х4:

складальне креслення насоса, креслення ротора, робочого колеса, направляючого апарату, секції насоса.

Мета проекту – розробка насосу для *нафтовидобувної промисловості*.

Відповідно до поставленої мети було :

- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з’єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

- виконано чисельне моделювання за допомогою програмних засобів

У розділі охорони праці виконано аналіз потенційних шкідливостей та небезпеки проєктованого агрегату і розрахунок вібрації насосу.

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, нафтовий, тиск.

Зміст

Вступ	3
1. Гідравлічні розрахунки	5
1.1 Проектування робочого колеса	5
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.....	5
1.1.2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	18
1.1.3 Профілювання лопаті	22
1.2 Проектування кільцевого відводу.....	36
1.2.1 Розрахунок і проектування кільцевої камери.....	36
1.2.2 Визначення діаметра напірного патрубку.....	38
1.3 Проектування направляючого апарату	39
2 Розрахунки для вибору електродвигуна	42
2.1 Вибір приводу насоса	42
2.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	43
3 Розрахунки на міцність	46
3.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	46
3.2 Визначення радіальної сили, що діє на ротор насоса.....	50
3.3 Вибір типу ущільнення.....	52
3.4 Розрахунок з'єднання шпонки валу з колесом	54
3.4 Розрахунок гідроп'яти	56
3.4 Розрахунок підшипників ковзання.....	55
4 Чисельне моделювання	58
4.1 Виконання розрахунків та отримання результатів	60
4.2 Аналіз результатів	64
5 Розділ охорони праці, та безпеки в надзвичайних ситуаціях	65
5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації насосної установки	65
5.2 Розрахунок вібрації.....	72
Список використаної літератури	74

Вступ

На протязі всієї історії існування нафтовидобувної промисловості виникали і вирішувалися проблеми якісного і як найповнішого удосконалення технологій, способів і методик видобутку нафти. В наш час актуальною залишається задача створення максимально ефективного нафтовидобувного обладнання, здатного працювати у великих діапазонах подач, тисків, з урахуванням складних особливостей реологій перекачуваного середовища.

Рішення питання перекачування високов'язких середовищ ніколи не залишалось закритим. Науково-технічний прогрес сприяє виникненню досконаліших механізмів для здобичі нафти, розвиваються нові технології в інших галузях промисловості і сільського господарства.

Під впливом постійного зростання вимог до показників надійності і якості насосів, вживаних в промисловості, найбільш вживані в наш час є насоси гідродинамічного принципу дії.

За станом на наш момент, максимальний ККД даних насосів, досягнутий при $n_s \cong 80 - 180$. Зокрема, для нафтовидобувної галузі актуальною є задача створення погружних насосів гідродинамічного принципу дії з робочими параметрами, що знаходяться в діапазоні $n_s = 35 - 80$. В процесі їх проектування особливу увагу доводиться приділяти умовам роботи даного насосного обладнання: збільшення глибини свердловин; необхідність перекачування високов'язкої і газонасиченої нафти; температура середовища, що перекачується; малі діаметральні габарити і, по можливості, менша довжина робочої частини насосних агрегатів.

Однією з основних труднощів створення погружних насосних установок гідродинамічного принципу дії є підняття рідин з великими значеннями в'язкості на значну висоту.

Для ефективної експлуатації нафтових свердловин погружними відцентровими насосами, необхідно вирішити ряд задач:

- як вибрати компоненти з маси модулів насосів різних параметрів, габаритних розмірів і конструктивного їх виконання, що випускаються промисловістю, для створення в конкретній свердловині найефективнішої насосної системи;

- здійснити вищезгаданий вибір з урахуванням змінної за глибиною свердловини температури середовища, що перекачується, її густини, в'язкості, газозмісту та ін., при цьому маючи на увазі наявність змін пластового і свердловинного тиску, продуктивності свердловини;

- вибрати спосіб узгодження характеристик насоса і свердловини - зміну кількості ступенів в насосі, зміну частоти обертання його ротора та ін.

1 Гідравлічні розрахунки

1.1 Проектування робочого колеса

1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса

Визначення та розрахунок основних геометричних параметрів РК насоса, робимо за методикою, наведеною у [1].

Вихідні данні для розрахунку РК наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1- Вихідні параметри.

Густина рідини, що перекачується ρ , кг/м ³	1000
Подача насоса Q , м ³ /год	250
Напір насоса H , м	480
Кількість ступенів, шт	5
Частота обертання, об/хв	2980
Допустимий кавітаційний запас Δh , м	4

Меридіанний переріз робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 1.1.

Коефіцієнт швидкохідності визначаємо за формулою:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{0,75} \cdot j}, \quad (1.1)$$

де i - кількість потоків РК насоса, $i = 1$;

j - кількість ступенів насоса, $j = 5$.

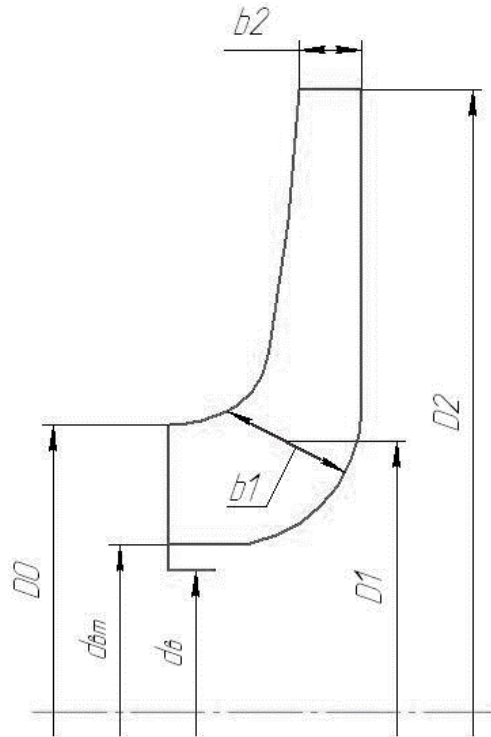


Рисунок 1.1. – Меридіанний переріз.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2980 \cdot \sqrt{\frac{250}{1 \cdot 3600}}}{\frac{H}{5}^{0,75}} = 94$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності визначаємо за формулою:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h}{R}\right)^{0,75}} \quad (1.2)$$

де $R=1,2$ – коефіцієнт запасу [1].

$$C = \frac{5,62 \cdot 2980 \cdot \sqrt{\frac{250}{1 \cdot 3600}}}{\left(\frac{4}{1,2}\right)^{0,75}} = 1789$$

Основні дані для розрахунків

Приведений діаметр РК, м визначаємо по формулі Суханова:

$$D_{1np} = K_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (1.3)$$

де $K_{ex} = 3,5 \div 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки РК.

Великі значення K_{ex} приймаються для підвищення якостей кавітацій РК, а також при малих його розмірах ($D_{1np} < 70$ мм) [2].

Приймаємо $K_{ex} = 4,25$ та обраховуємо:

$$D_{1np} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{250}{3600 \cdot 2980}} = 0,121 \text{ м}.$$

Повний ККД насоса визначається за формулою:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_{mex}^1 \cdot \eta_{mex}, \quad (1.4)$$

де η_o – об'ємний ККД насоса;

η_z – гідравлічний ККД;

η_{mex}^1 – внутрішній механічний ККД;

η_{mex} – зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}. \quad (1.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 94^{-2/3}} = 0,96.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \left(\frac{0,42}{\lg D_{1np} - 0,172} \right)^2, \quad (1.6)$$

де D_{1np} – приведений діаметр РК, мм.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,121 - 0,172)^2} = 0,88.$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{mex}^1 = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (1.7)$$

$$\eta_{mex}^1 = \frac{1}{1 + 820 \cdot 94^{-2}} = 0,91.$$

Згідно рекомендацій, зовнішній механічний ККД приймаємо: $\eta_{mex} = 0,98$.

Обраховуємо повний ККД насоса:

$$\eta = 0,96 \cdot 0,88 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 0,76.$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o}, \quad (1.8)$$

$$Q_{pk} = \frac{250}{0,96} = 0,071 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H_{pk}}{\eta_z}, \quad (1.9)$$

де H_{pk} - напір робочого колеса:

$$H_{pk} = \frac{H}{j} = \frac{480}{5} = 96 \text{ м}.$$

Тоді:
$$H_T = \frac{96}{0,88} = 108,45 \text{ м}.$$

Потужність, споживана насосом визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (1.10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 480 \cdot 250}{3600 \cdot 0,76} = 430,3 \text{ кВт}$$

Максимальна потужність насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N \quad (1.11)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 430,3 = 473,4 \text{ кВт}$$

Визначення діаметра вала і втулки РК

У першому наближенні діаметр вала визначається з розрахунку на крутіння згідно:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} \quad (1.12)$$

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

$[\tau]$ – знижена напруга, що допускається, на крутіння, $[\tau] = 15$ МПа.

Крутний момент визначається за формулою:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n} \quad (1.13)$$

де N_{\max} - максимальна потужність насоса.

$$M = \frac{30 \cdot 473408}{3,14 \cdot 2980} = 1517 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{1517 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 0,08 \text{ м}$$

Виходячи з розрахунку вала на критичну частоту обертання, згідно [3] приймаємо $d_g = 0,08 \text{ м}$.

Діаметр втулки визначається співвідношенням:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25)d_e, \quad (1.14)$$

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot 0,08 = 0,096 \text{ м}.$$

Остаточно приймаємо:

- діаметр валу РК $d_e = 0,08 \text{ м}$
- діаметр втулки РК $d_{em} = 0,09 \text{ м}$

Визначення геометричних параметрів входу в РК

Діаметр вхідної кромки РК визначаємо за формулою:

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}, \quad (1.15)$$

$$D_0 = \sqrt{0,08^2 - 0,09^2} = 0,151 \text{ м}.$$

Швидкість потоку на вході в РК знаходимо з рівняння нерозривності:

$$v_0 = \frac{4Q_{p.k}}{3600\pi \left(\frac{D^2}{0} - \frac{d_{em}^2}{em} \right)}. \quad (1.17)$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,071}{3,14 \cdot 3600 \cdot (0,151^2 - 0,09^2)} = 6,2 \text{ м / с}.$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,8D_0, \quad (1.18)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,151 = 0,120 \text{ м}.$$

У першому наближенні, меридіанну складову швидкості v'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями, приймаємо рівної v_0 . При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає і визначається за формулою:

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v_{1m}' , \quad (1.19)$$

де $\psi_1 = 1,15..1,3$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Задаємося $\psi_1 = 1,205 \text{ м/с}$, тоді:

$$v_{1m} = 1,205 \cdot 6,2 = 7,47 \text{ м/с} .$$

Кут потоку на вході в лопать розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{1u}} , \quad (1.20)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в РК, м/с;

v_{1u} - окружна складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

В кожній ступені насоса потік входить в РК з деякою початковою циркуляцією, тому $v_{1u} \neq 0$. При цьому момент швидкості визначається з виразу:

$$v_{1u} = \frac{0,12^3 \sqrt{\frac{Q_{pk}^2 \cdot n}{3600^2}}}{D_1} \quad (1.21)$$

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,071^2 \cdot 2980}{3600^2}}}{0,120} = 0,01 \text{ м/с} .$$

Колова швидкість на вході в РК визначається за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} ; \quad (1.22)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,120 \cdot 2980}{60} = 18,85 \text{ м/с} .$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{7,47}{18,85 - 0,01} = 21^{\circ}09'$$

Кут нахилу лопаті на вході в РК:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (1.23)$$

де $\Delta\beta = 3..8^\circ$ - кут атаки.

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області РК і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta = 5^\circ$, тоді:

$$\beta_1 = 21^{\circ}09' + 4 = 25^{\circ}09'$$

Визначення числа лопатей та їхньої товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5..8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $s_1 = 2..10$ мм при $D_2 = 150 \div 500$ мм. Товщина лопаті на виході з РК s_2 часто приймається рівною s_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з врахуванням того, що матеріал РК 20Х13Л ГОСТ 977-88 [4], приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 4,0$ мм, а число лопатей $z = 7$.

Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1}}, \quad (1.24)$$

де t_1 - крок лопаті на вході в РК, м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}, \quad (1.25)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,120}{7} = 0,0542 \text{ м};$$

$$\psi_1' = \frac{0,0542}{0,0542 - \frac{0,004}{\sin 25^{\circ}09'}} = 1,21$$

Повинна виконуватися умова: $|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$.

$|1,21 - 1,205| = 0,005 \leq 0,01$ умова виконується.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину РК на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{PK}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}}; \quad (1.26)$$

$$b_1 = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,120 \cdot 7,47} = 0,025 \text{ м}.$$

Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$U_2' = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}}, \text{ м/с};$$

$$U_2' = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 108,45}{0,5}} = 32,61 \text{ м/с}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D_2' = \frac{60U_2'}{\pi}, \text{ м}.$$

$$D'_2 = \frac{60 \cdot 32,61}{3,14 \cdot 2980} = 0,209 \text{ м}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m};$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході b_2 .

$$V'_{2m} = (0,75) \cdot 7,47 = 5,6 \text{ м/с}$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} таким чином, щоб отримати бажане

відношення відносних швидкостей на вході та на виході $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\begin{pmatrix} W_1 & \Psi_2 & V'_{2m} \\ W_{2\infty} & \Psi_1 & V'_{1m} \end{pmatrix} \sin \beta_1}{\Psi_2 V'_{2m} - \Psi_1 V'_{1m}} \right),$$

де $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s . Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$ наведена

на рис. 2.

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,4$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{1,08 \cdot 5,6 \cdot \sin 25,09^\circ}{1,4 \cdot 1,205 \cdot 7,47} \right) = 23,52^\circ$$

Для збільшення напору кут β_2 може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

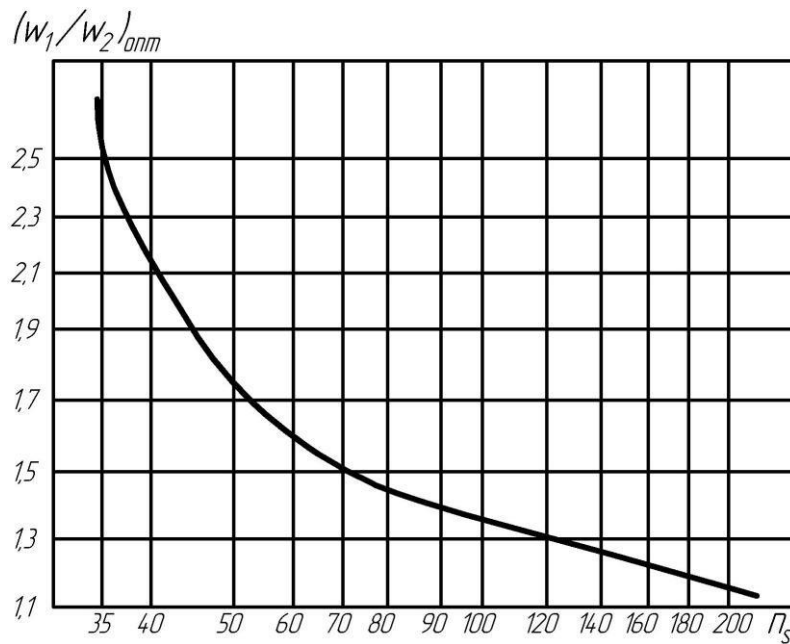


Рисунок 2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

Уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей

Уточнений діаметр робочого колеса знаходиться з виразу

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n}$$

де U_2 - колова швидкість на виході з робочого колеса.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2\text{tg}\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2\text{tg}\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1r}U_1}$$

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

$H_{T\infty}$ - теоретичний напір при нескінченному числі лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z}$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

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

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{\left(\frac{D}{D'_2} \right)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2;$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 23,52 = 0,839$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,839}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{0,120}{0,209} \right)^2} = 0,36$$

Поправка на кінцеве число лопатей:

$$K_z = \frac{1}{1+0,36} = 0,735$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей:

$$H_{r\infty} = \frac{96}{0,88 \cdot 0,735} = 147,5 \text{ м}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення:

$$V_{m2} = 1,1 \cdot 5,6 = 6,05 \text{ м / с}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$U_2 = \frac{6,05}{2 \operatorname{tg} 23,52} + \sqrt{\left(\frac{6,05}{2 \operatorname{tg} 23,52} \right)^2 + 9,81 \cdot 147,5 + 0,01 \cdot 18,85} = 45,02 \text{ м / с}$$

Уточнений діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 45,05}{3,14 \cdot 2980} = 0,288 \text{ м}$$

Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК уточнюють по формулі:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}}, \quad (1.40)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,288 \sin 23,2'}} = 1,083.$$

Повинна виконуватися умова $|\psi_2' - \psi_2| \leq 0,01$.

$|1,083 - 1,08| = 0,003 < 0,01$ - умова виконується.

Визначення ширини РК на виході

Ширину РК на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{PK}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}}. \quad (1.41)$$

$$b_2 = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,288 \cdot 6,05} = 0,013 \text{ м}.$$

Ширину РК на виході приймаємо $b_2 = 20$ мм.

1.1.2 Проектування меридіанного перетину робочого колеса

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Загальні вимоги

Форма меридіанного перетину відцентрового РК залежить від положення його втулки. Колеса з втулкою застосовуються в одноступінчатих консольних насосах. У таких насосах втулка часто не утрудняє потік на вході і $d_{em} = 0$ а $D_0 = D_{1np}$. Робочі колеса з висунутою втулкою застосовуються в насосах з прохідним валом багатоступінчатих типу Д [6]. У консольних насосах з конструктивних міркувань іноді приймають $d_{em} \neq 0$ (орієнтування $d_{em} = 20 - 40$ мм).

Контури меридіанного перетину РК зазвичай вибираються з урахуванням наступних вимог [3]:

- контури меридіанного перетину повинні мати плавні контури. Кожна із стінок утворюється двома відрізками прямих, сполучених одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення РК);

- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0^\circ$);

- при виборі контурів стінок слід уникати як надмірного збільшення осьового розміру РК, так і зайвого його скорочення. У першому випадку вийде нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси РК, в іншому із-за малого радіусу R_n виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Зазвичай приймають $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$ [3];

- площа нормального перетину міждискового простору РК повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіці зміни площ найбільш сприятливі результати дає опукла крива $F = f(l)$ направлена приблизно по бісектрисі кута [3]

Методика побудови меридіанного перетину

Контури меридіанного перерізу, що задовольняють застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо («на око») контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі РК подібних n_s);
- наносять середню лінію каналу, що являє собою геометричне місце центрів вписаних окружностей (рис. 3.2), звичайно від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 окружностей; у зоні повороту потоку окружності розташовують густіше. Центри вписаних окружностей нумерують 1,2,3...;

обчислюють площі нормальних перетинів по формулах:

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2), \quad (1.42)$$

де $F_{\text{вх}}$ - площа початкового нормального перерізу (на вході в РК), мм².

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (0,135^2 - 0,060^2) = 11568 \text{ мм}^2$$

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (1.43)$$

де $F_{\text{вих}}$ - площа кінцевого нормального перерізу (на виході з РК), мм².

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 0,282 \cdot 0,013 = 11545 \text{ мм}^2.$$

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (1.44)$$

де F_i - площа проміжного нормального перерізу, мм²;

r_i - відстань від осі РК до центра вписаної окружності, мм;

b_i - діаметр вписаної окружності, мм.

Результати розрахунків зводимо в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Визначення площ меридіанного перерізу РК

№ точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	41,8	27,7	10,0	11568
2	55,1	21,0	10,0	11566
3	55,1	21,0	10,0	11564
4	58,2	19,9	10,0	11562
5	63,9	18,1	10,0	11560
6	71,6	16,2	10,0	11558
7	72,7	15,9	10,0	11556
8	75,0	15,4	10,0	11554
9	78,1	14,8	10,0	11552
10	85,6	13,5	10,0	11550
11	88,8	13	10,0	11545

За даними таблиці 1.1 будуюмо графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

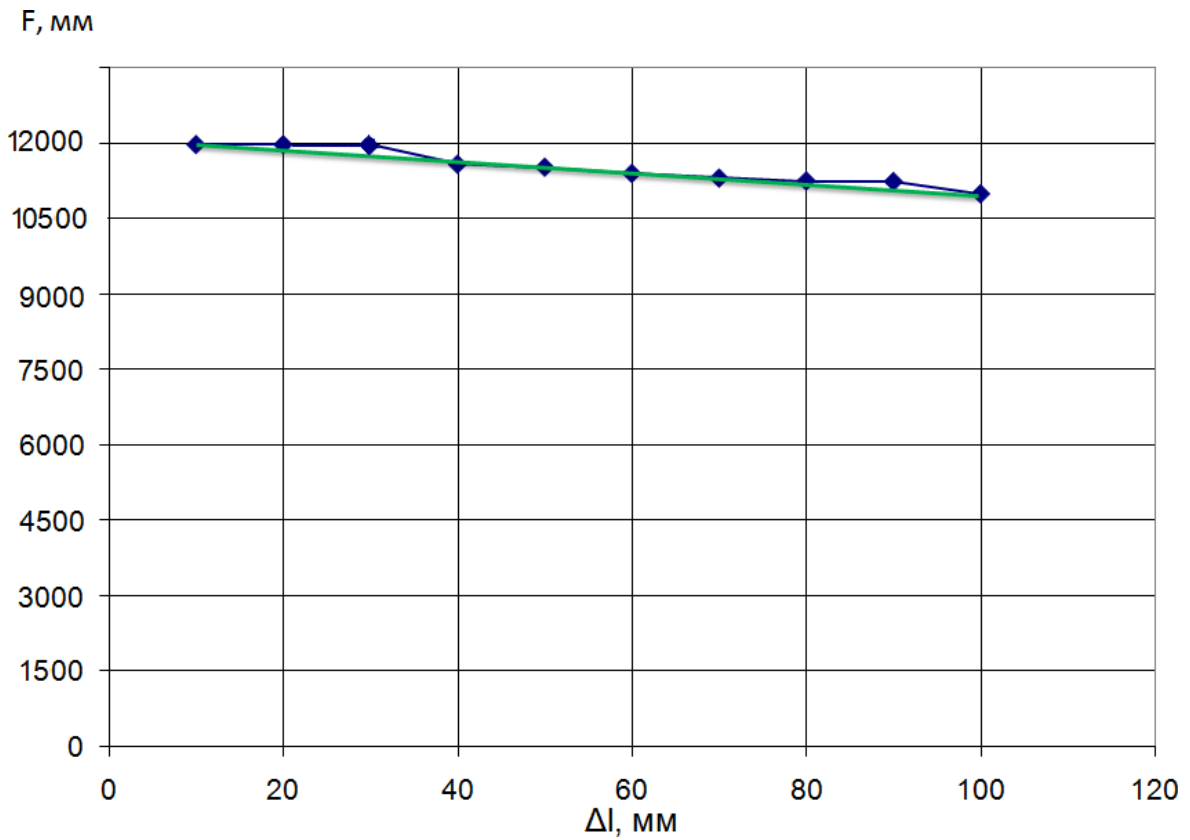


Рисунок 1.2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

На рис. 1.3 зображено контури меридіанного перерізу, побудовані за вищенаведеною методикою.

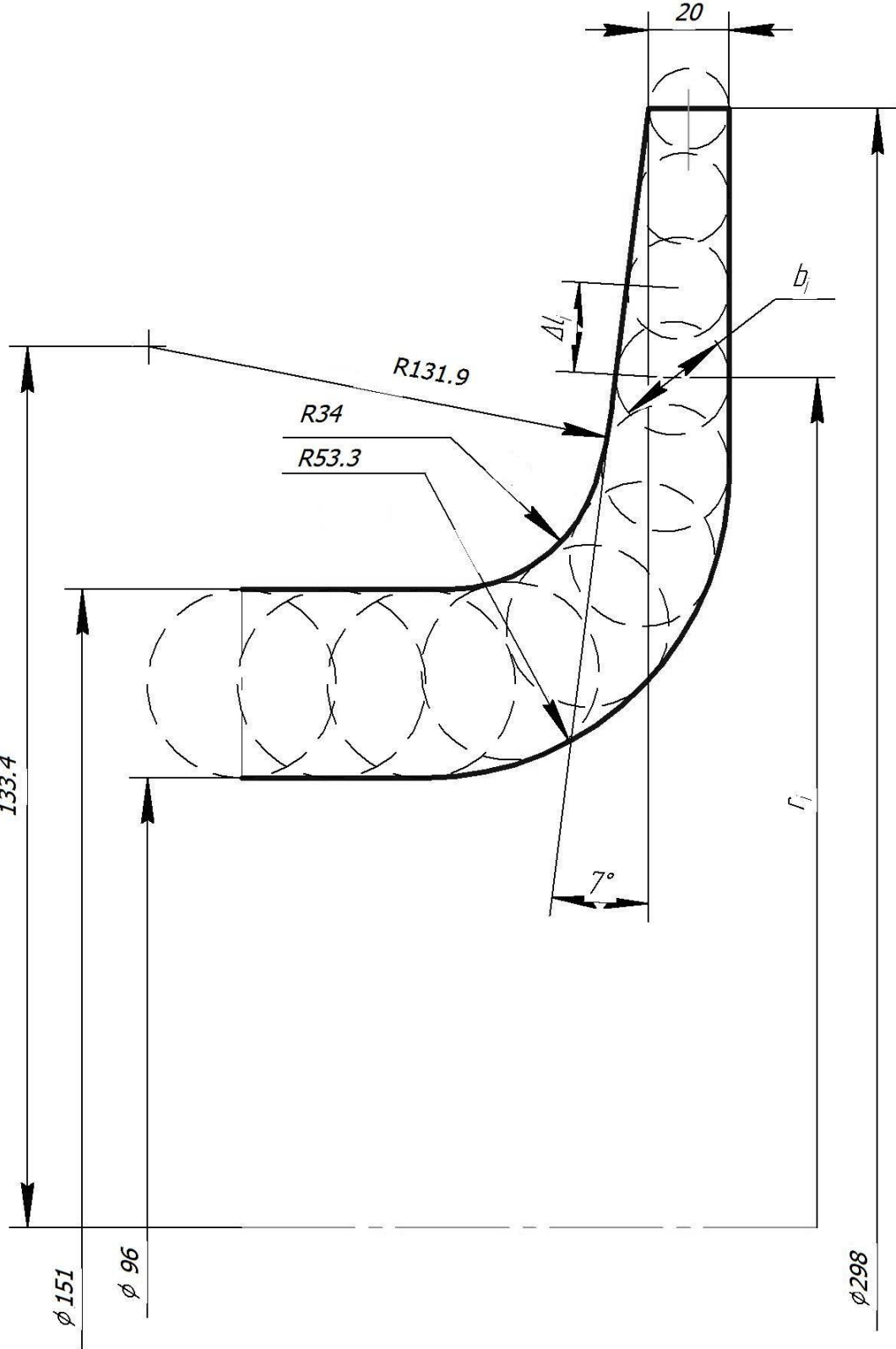


Рисунок 1.3 – Розбивка меридіанного перерізу РК

1.1.3 Профілювання лопаті

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість v_m приймається постійною уздовж нормалі. Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії току необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s .

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

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

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі:

$$q = \frac{Q_{pk}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot v_m \cdot (r_{ц.в.} \cdot l)_i \quad (1.45)$$

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

$r_{ц.в.}$ - відстань центра ваги відрізка l до осі робочого колеса, м.

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

$$r_{ц.в.} \cdot l = \text{const} \quad (1.46)$$

Дані розрахунку виконують в табличній формі (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 - Дані розрахунку витрат через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі.

№	l_1 , мм	$r_{ц.г.1}$, мм	l_2 , мм	$r_{ц.г.2}$, мм
0	4,50	124,50	4,50	124,50
1	5,13	114,05	5,15	113,73
2	5,73	104,30	5,75	103,95
3	5,99	95,95	6,51	95,57
4	6,93	86,50	7,00	85,76
5	7,95	76,48	8,37	72,53
6	8,64	70,37	9,62	63,22
7	9,38	66,46	11,05	56,38
8	9,94	66,03	11,06	55,53

Зображення лінії рівношвидкісного потоку представлено на рис. 1.4.

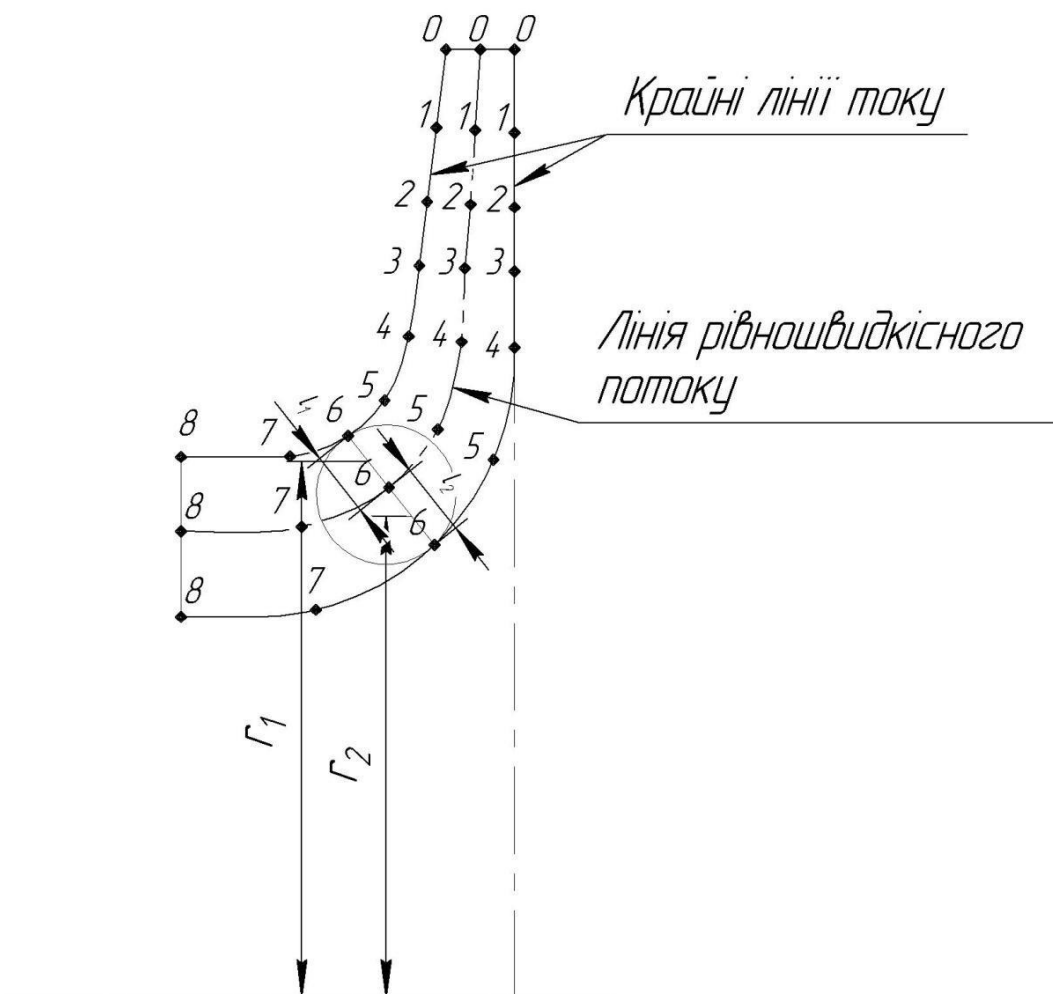


Рисунок 1.4 – Побудова лінії рівношвидкісного потоку

Профілювання лопаті на розгортці циліндру

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

$$\Delta L = R_{\text{кц}} / c, \quad (1.47)$$

де $R_{\text{кц}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{кц}} = 150$ мм;

c - константа, приймаємо $c = 10$.

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

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{\text{кц}}}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (1.48)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанними перетинами відображаючого циліндра.

За рекомендаціями $\Delta \varphi = 5..10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$.

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

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для $n_s=70-100$ кут обхвату $\Theta=120\div 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 110^\circ$. Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні току

Ця побудова полягає в розбивці всіх розрахункових ліній току а, b, с (рис. 1.5) на відрізки Δl за умов конформності:

$$\frac{r_{spi}}{\Delta l} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = 10 = \text{const}, \quad (1.49)$$

де r_{spi} - відстань від осі РК до середини відрізка Δl .

Величини відрізків ліній току будуть постійно зменшуватися від виходу до входу відповідно з зменшенням відстані r . При розрахунку

відрізків Δl можна використовувати метод послідовного приближення. При цьому похибка має складати не більше $\delta \leq 5\%$.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму: а – покриваючий диск; b – лінія рівношвидкісного потоку; с – основний диск.

Розрахунки приводимо в табличному вигляді.

Таблиця 1.3 –Розрахунковий переріз **а**.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	124,50	0,00	0,000	-
1	118,58	11,86	9,998	0,0
2	107,31	10,73	10,001	0,0
3	97,11	9,71	10,001	0,0
4	87,88	8,79	9,998	0,0
5	79,63	7,96	10,004	0,0
6	72,68	7,27	9,997	0,0
7	67,46	6,75	9,994	0,1
8	63,95	6,39	10,008	0,1
9	61,95	6,19	10,008	0,1

Таблиця 1.4 –Розрахунковий переріз **б**.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	124,50	0,00	0,000	-
1	118,61	11,86	10,001	0,0
2	107,40	10,74	10,000	0,0
3	97,24	9,72	10,004	0,0
4	88,06	8,81	9,995	0,0
5	80,05	8,00	10,006	0,1
6	74,26	7,43	9,995	0,1
7	71,34	7,13	10,006	0,1
8	71,00	7,10	10,000	0,0
9	71,00	7,10	10,000	0,0

Таблиця 1.5 –Розрахунковий переріз с.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	124,50	0,00	0,000	-
1	118,57	11,86	9,997	0,0
2	107,28	10,73	9,998	0,0
3	97,06	9,71	9,996	0,0
4	87,82	8,78	10,002	0,0
5	79,47	7,95	9,996	0,0
6	72,11	7,21	10,001	0,0
7	65,93	6,59	10,005	0,0
8	60,90	6,09	10,000	0,0
9	56,95	5,69	10,009	0,1
10	53,96	5,40	9,993	0,1

Конформне відображення на поверхні струму приведено на рис. 1.5.

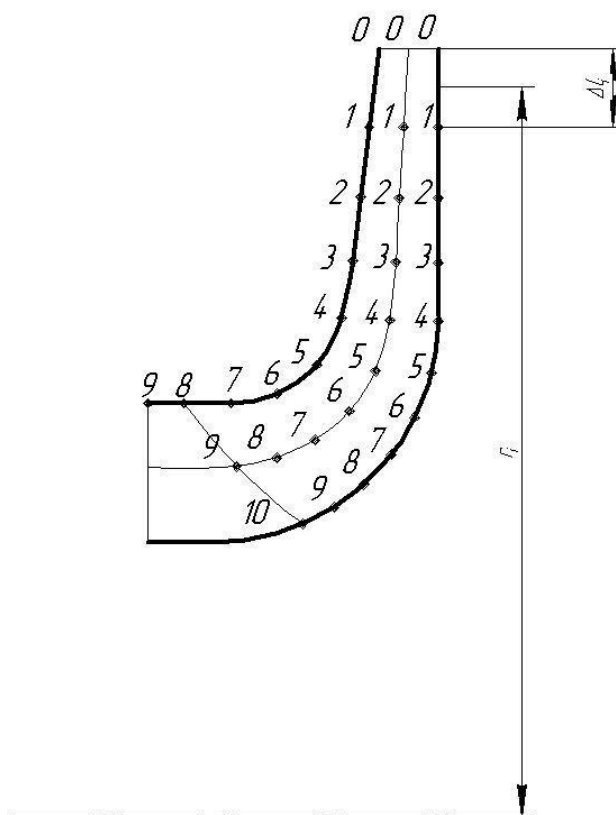


Рисунок 1.5 – Розбивка ліній току

Профільювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профільюється з врахуванням 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:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{\text{кц}}}{z}, \quad (1.50)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 135(\text{мм})$$

- кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5t^\circ, \quad (1.51)$$

де t° - кутовий крок лопатей, $t^\circ = 360/z$;

$$t^\circ = 360 / 7 = 51^\circ;$$

$$110^\circ > (1,5 \cdot 51^\circ = 76,5^\circ).$$

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:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (1.52)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

Остаточний вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу.

Для цього визначаємо меридіанну швидкість розрахунковим шляхом (рис. 1.6):

$$v'_{1m} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{ц.в.} \cdot l \cdot 3600} \quad (1.53)$$

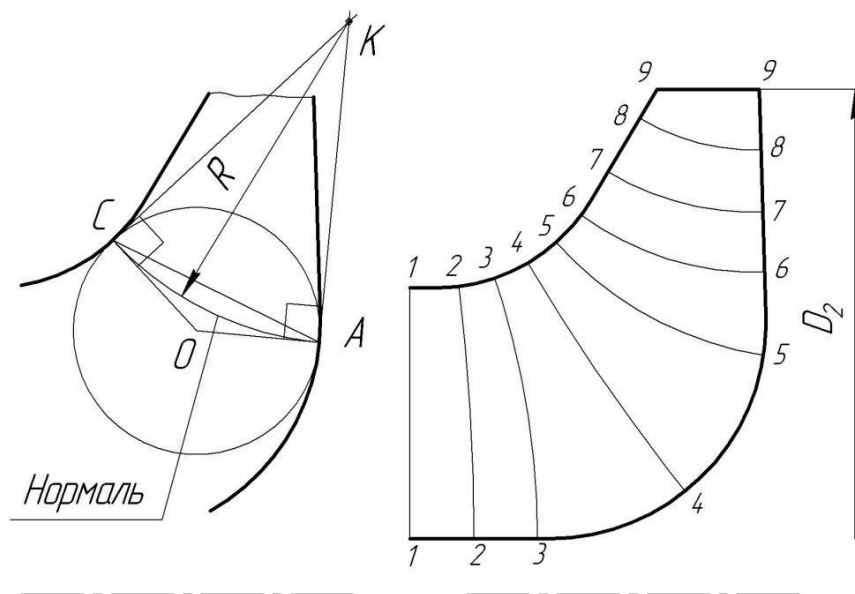


Рисунок 1.6 – До розрахунку кутів входу β_1 .

Згідно конструкції, довжини нормалей: $l_a = 0,0098m$; $l_b = 0,0112m$;
 $l_c = 0,0107m$ відстані центрів ваги нормалей l до осі $r_{ц.в.a} = 0,066m$; $r_{ц.в.b} = 0,056m$;
 $r_{ц.в.c} = 0,0577m$.

Обраховуємо меридіанну швидкість для відповідних ліній струму:

$$a: v'_{1m} = \frac{0,071}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0098 \cdot 0,066} = 6,38m / c ;$$

$$b: v_{1m}^1 = \frac{0,071}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0112 \cdot 0,056} = 6,64 \text{ м/с};$$

$$c: v_{1m}^1 = \frac{0,071}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0107 \cdot 0,0577} = 6,7 \text{ м/с}.$$

Визначаємо колову швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ex} \cdot n}{60}, \quad (1.54)$$

де r_{ex} – радіус кола на якому лежить дана точка входу, м.

Згідно конструкції : $r_{ex.a} = 0,071 \text{ м}; r_{ex.b} = 0,0615 \text{ м}; r_{ex.c} = 0,0505 \text{ м}.$

$$a: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,071 \cdot 2980}{60} = 44,59 \text{ м/с};$$

$$b: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0615 \cdot 2980}{60} = 38,59 \text{ м/с};$$

$$c: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0505 \cdot 2980}{60} = 31,62 \text{ м/с}.$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході:

$$v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{Q_{p.k.}^2 \cdot n}}{D_{ex}} \quad (1.55)$$

$$a: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,071^2 \cdot 2980}}{0,142} = 2,14 \text{ м/с};$$

$$b: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,071^2 \cdot 2980}}{0,123} = 2,48 \text{ м/с};$$

$$c: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,071^2 \cdot 2980}}{0,101} = 3,02 \text{ м/с}.$$

Знаходимо кут потоку:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{v'_{1m}}{U_1 - v_{1u}}. \quad (1.56)$$

$$a : \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{6,38}{44,59 - 2,14} = 8^{\circ}33';$$

$$b : \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{6,64}{38,59 - 2,48} = 10^{\circ}25';$$

$$c : \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{6,7}{31,62 - 3,02} = 13^{\circ}10'.$$

Задаємося кутами лопаті $\beta_1 > \beta_{1n}'$: $a : \beta_1 = 14^{\circ}$; $b : \beta_1 = 19^{\circ}$; $c : \beta_1 = 25^{\circ}$.

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями :

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (1.57)$$

де t_1 - крок лопатей, м;

σ_1 - товщина лопаті вздовж кола входу D_{ex} , м.

Крок лопатей знаходимо за формулою:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot D_{ex}}{z}, \quad (1.58)$$

$$a : t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,142}{7} = 0,064;$$

$$b : t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,123}{7} = 0,055;$$

$$c : t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,101}{7} = 0,045.$$

Товщина лопаті вздовж кола входу D_{ex} знаходиться за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1l}}, \quad (1.59)$$

де φ_{1l} - кут лопаті у площині, перпендикулярній по дотичної до вхідної кромки у точці входу, °.

Кут лопаті у площині, перпендикулярній по дотичної до вхідної кромки у точці входу визначається з співвідношення:

$$\varphi_{1l} = \arctg [tg \beta_1 \cdot \sin \lambda], \quad (1.60)$$

де λ – кут між дотичними і між вхідною кромкою і лініями току в точці входу, °.

Згідно конструкції : $\lambda_a = 58^{\circ}40'$; $\lambda_b = 52^{\circ}26'$; $\lambda_c = 59^{\circ}47'$.

$$a : \varphi_{1l} = \arctg [tg 14^{\circ} \cdot \sin 58^{\circ}40'] = 11^{\circ}30';$$

$$b : \varphi_{1l} = \arctg [tg 19^{\circ} \cdot \sin 52^{\circ}26'] = 15^{\circ}16';$$

$$c : \varphi_{1l} = \arctg [tg 25^{\circ} \cdot \sin 59^{\circ}47'] = 21^{\circ}57'.$$

Обраховуємо товщину лопаті вздовж кола входу D_{ex} :

$$a : \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 11^{\circ}30'} = 0,02m ;$$

$$b : \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 15^{\circ}16'} = 0,0152m ;$$

$$c : \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 21^{\circ}57'} = 0,0107m .$$

Обраховуємо коефіцієнт стиснення потоку лопатями :

$$a : \psi_1 = \frac{0,064 - 0,02}{0,064} = 0,685 ;$$

$$b: \psi_1 = \frac{0,055 - 0,0152}{0,055} = 0,724;$$

$$c: \psi_1 = \frac{0,045 - 0,0107}{0,045} = 0,763 .$$

Кут потоку з урахуванням стиснення потоку лопатями:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\frac{tg \beta_{in} \cdot \frac{1}{\psi_1}}{\frac{1}{\psi_1}} \right] \quad (1.61)$$

$$a: \beta_{1n} = \arctg \left[\frac{tg 8^{\circ} 33' \cdot \frac{1}{0,685}}{\frac{1}{0,685}} \right] = 12^{\circ} 23';$$

$$b: \beta_{1n} = \arctg \left[\frac{tg 10^{\circ} 25' \cdot \frac{1}{0,724}}{\frac{1}{0,724}} \right] = 14^{\circ} 15';$$

$$c: \beta_{1n} = \arctg \left[\frac{tg 13^{\circ} 10' \cdot \frac{1}{0,763}}{\frac{1}{0,763}} \right] = 17^{\circ} 3'.$$

Визначаємо кут атаки:

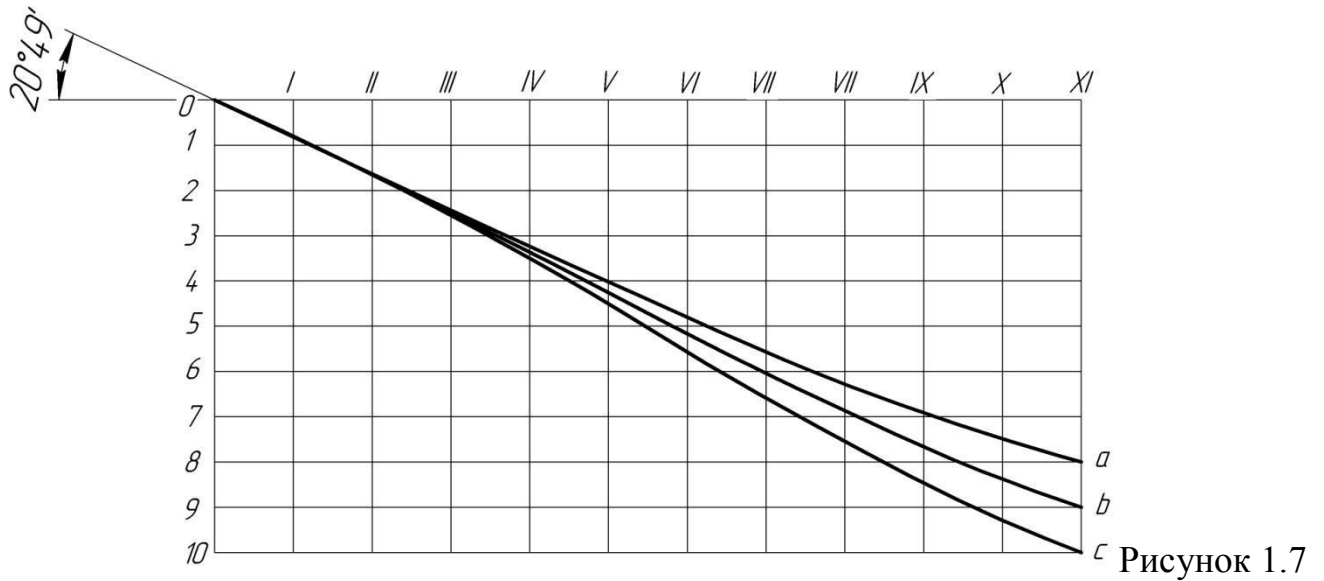
$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n}; \quad (1.62)$$

$$a: \Delta\beta = 14^{\circ} - 12^{\circ} 23' = 1^{\circ} 37';$$

$$b: \Delta\beta = 19^{\circ} - 14^{\circ} 15' = 4^{\circ} 45';$$

$$c: \Delta\beta = 25^{\circ} - 17^{\circ} 3' = 7^{\circ} 56'.$$

Переносимо точки вхідної кромки на конформну діаграму (рис. 1.7).



– Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(конформна діаграма).

Побудова плану лопаті

Меридіанними перетинами називаються лінії перетинання поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь РК. Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

Побудова допоміжного графіка приводить до погрешностей; у даному випадку для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії струму меридіанного перерізу використовується співвідношення (2.52).

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання РК, називають планом лопаті (рис. 1.8).

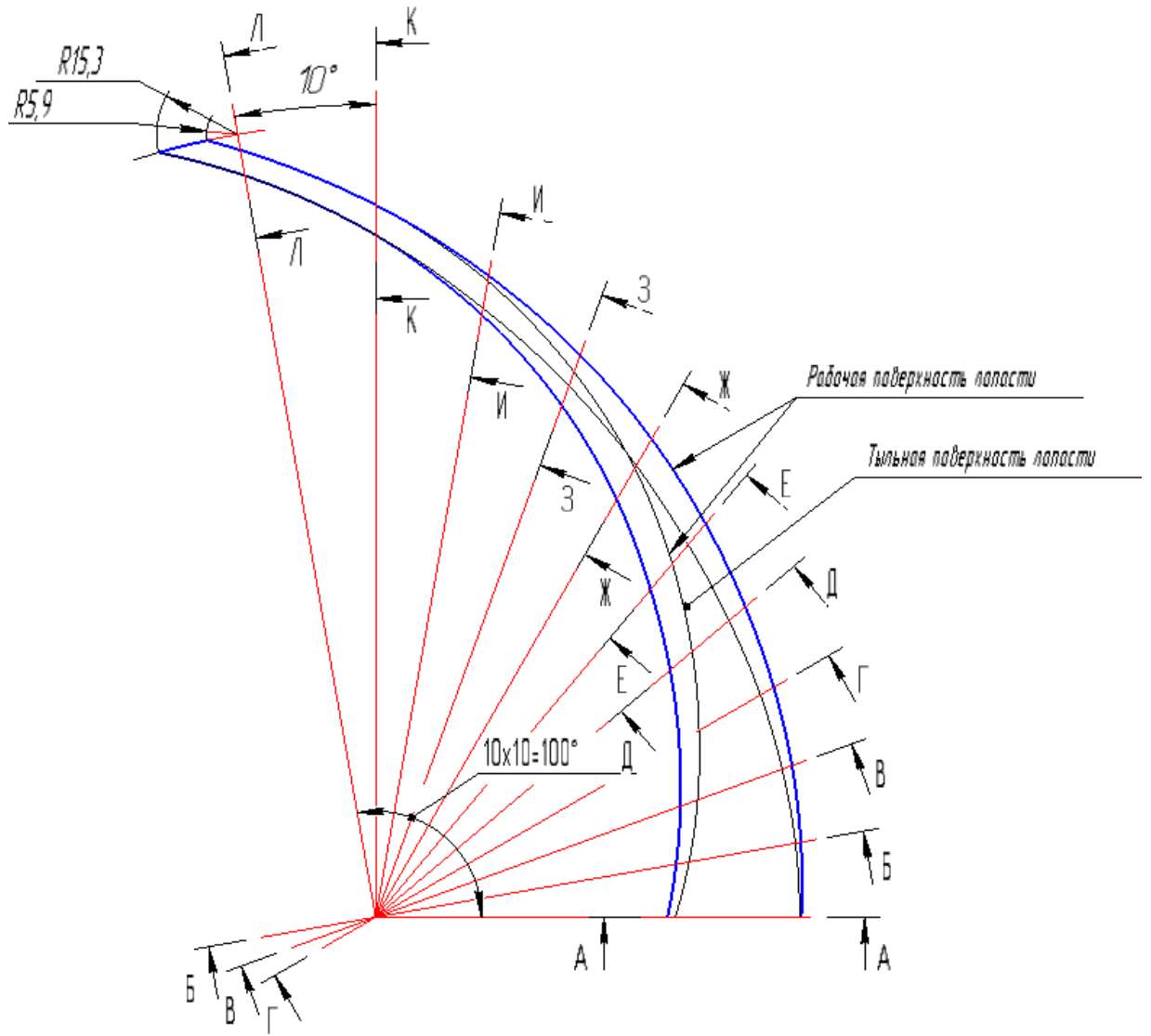


Рисунок 1.8 - Лопать в плані.

1.2 Проектування кільцевого відводу

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для розрахунку кільцевого відводу наступні:

D_2 – зовнішній діаметр РК, м;

b_2 – ширина РК на виході, м;

Q – подача насоса, м³/с;

$H_{ст}$ – напір насоса, м;

n – частота обертання РК, хв⁻¹;

n_s – коефіцієнт швидкохідності;

η_z – гідравлічний к. к. д. РК;

K_2 – момент швидкості на виході з РК, м²/с.

Значення D_2 , b_2 , n_s , η_z визначаються при розрахунку РК

1.2.1 Розрахунок і проектування кільцевої камери

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Визначення діаметру початкового кола D_3 і ширини спіралі b_3 .

Розміри D_3 і b_3 є постійними для кільцевої камери (рис. 4.1).

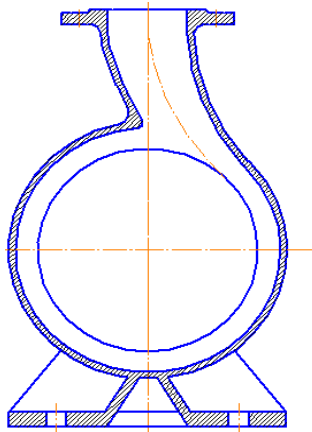


Рисунок. 1.2.1 – Проектування спіральної камери

Діаметр початкового кола D_3 рекомендується вибрати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК і відводом і мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

$$D_3 = (1,03 \dots 1,05) D_2 \quad (1.63)$$

$$D_3 = (1,03 \dots 1,05) 0,298 = 0,306 \dots 0,312 \text{ м}$$

Приймаємо $D_3 = 310 \text{ мм}$.

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають залежно від ширини РК Для визначення b_3 можна рекомендувати наступну залежність:

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) D_2 \quad (1.64)$$

$$b_3 = 0,02 + (0,02 \dots 0,05) 0,298 = 0,0349 \text{ м}$$

Приймаємо $b_3 = 35 \text{ мм}$.

Радіус закруглення r' рекомендують визначати по умові $r' = (0,5 \dots 0,7) b_3$.

$$r' = (0,5 \dots 0,7) 35 = 24 \text{ мм}$$

Визначення кута обхвату спіралі

Кут обхвату спіралі ψ залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s . Оскільки у нас коефіцієнт швидкохідності рівний 96, то $\psi = 350$ град.

Визначення пропускної спроможності спіралі $A_{сп. розр.}$

Пропускную спроможність спіралі визначають по заданих параметрах Q , H і n :

$$A_{сп. розр.} = m \cdot \frac{\psi_{сп.}}{2\pi} \cdot \frac{\pi \cdot Q \cdot n \cdot \eta_e}{30 \cdot H \cdot g} \quad (1.65)$$

$$A_{\text{сп. розр.}} = 1,1 \cdot \frac{350}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{3,14 \cdot 250 \cdot 2980 \cdot 0,885}{30 \cdot 480 \cdot 9,81} = 816$$

1.2.2 Визначення діаметра напірного патрубкa з умови нерозривності потоку:

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

$$D_{\text{вих.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{3,14} \cdot V_{\text{вих}}} \quad (1.66)$$

$$D_{\text{вих.}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,071}{3,14} \cdot 1,25} = 330 \text{ мм}$$

Після розрахунку $D_{\text{вих}}$ його значення повинне бути скоректоване згідно ряду. Тому $D_{\text{вих}}$ приймаємо рівним 350 мм.

1.3 Проектування направляючого апарату

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Діаметр початкової окружності D_3 визначаємо по формулі:

$$D_3 = (1,03 \div 1,1) \cdot D_2 \quad (1.67)$$

$$D_3 = 1,1 \cdot 0,298 = 0,327 \text{ м}$$

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2 \quad (1.68)$$

$$b_3 = 0,02 + 0,05 \cdot 0,298 = 0,035 \text{ м}$$

Вибираємо число лопаток в залежності від числа лопатей робочого колеса:

$$z_{p.k} = 7 ;$$

$$z_{н.а} = 6 ;$$

Задаємо товщину лопатки н.а на вході $\delta = 3 \text{ мм}$ і кут $\alpha_{\text{вх}} = 5^\circ$ (в першому приближенні)

Кут потоку на вході в н.а без урахування стиснення (з трикутника швидкостей)

$$\alpha_{\text{вх}} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} ; \quad (1.69)$$

Тоді:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3}; \quad (1.70)$$

$$V_{u3} = 6 \cdot \frac{0.298}{0.330} = 5,4;$$

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}; \quad (1.71)$$

$$V_{m3} = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,330 \cdot 0,035} = 4,19 ;$$

Отже:

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{4,19}{5,4} = 37,50^\circ$$

Проектуємо спіральну частину:

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2\pi \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3л}}{z_{H.A}}}; \quad (1.72)$$

$$R'_3 = 0,137 \cdot e^{\frac{2\pi \cdot 0,8 \cdot 0,78}{6}} = 0,263 \text{ м}$$

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos 38,5^\circ - \mu \quad (1.73)$$

$$a_3 = (0,263 - 0,130) \cos 37,5^\circ - 0,004 = 9,6 \text{ мм}$$

Розміри дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot a_3 \quad (1.74)$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 9,6 = 47 \text{ мм}$$

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3 \quad (1.75)$$

$$F_4 = 2,8 \cdot 9,6 = 0,0268 \text{ м}^2$$

$$\varphi_{\text{экв}} = 2 \cdot \arctg \sqrt{\frac{F_4}{l_{\text{диф}}}} \cdot \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}; \quad (1.76)$$

$$\varphi_{\text{экв}} = 2 \cdot \arctg \sqrt{\frac{0,0268}{0,47}} \cdot \sqrt{\frac{0,0110}{\pi}} = 9^\circ .;$$

Вибираємо число лопаток зворотнього каналу:

$$z_{o.k} = z_{н.а} = 6 .$$

2 Розрахунки для вибору двигуна

2.1 Вибір приводу насоса

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини

$$\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 250 \cdot 480}{1000 \cdot 0,76} = 430 \text{ кВт}.$$

де $\eta = 0,76$ – к.к.д.насоса ;

Визначаємо потужність електродвигуна:

$$N_{\text{ел}} = K \cdot N, \quad (2.2)$$

де $K = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт, який враховує граничне відхилення напору, що допускається.

Потужність електродвигуна рівна:

$$N_{\text{ел}} = (1,1 \div 1,3) \cdot 430 = 473 \text{ кВт}.$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун WEG W50 400J/H

з параметрами:

потужність – 500 кВт;

напруга – 6000 В;

частота обертання – 2980 об/хв.

2.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при пуску насоса є параболою

$$M = K \cdot n^2, \quad (2.3)$$

де K – коефіцієнт параболи;

n – частота обертання ротора, об/хв.

Графік залежності моменту опору будується по трьом крапках:

- початкового моменту руху ($n = 0$);
- мінімального моменту опору агрегату (крапка С);
- повного розвороту електродвигуна ($n = 2980$ об/хв).

У початковий момент при $n = 0$:

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{ном}, \quad (2.4)$$

де $M_{ном}$ – момент електродвигуна;

Він визначається по формулі:

$$M_{ном} = \frac{N_{дв}}{\omega}, \quad (2.5)$$

де $N_{дв} = 500 \text{ кВт}$ – номінальна потужність двигуна;

Визначимо кутову швидкість:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2980}{30} = 311 \text{ с}^{-1}.$$

$$M_{ном} = \frac{500}{311} = 1,6 \text{кН} \cdot \text{м} = 1607 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо значення M_0 за формулою (6.4):

$$M_0 = 0,21 \cdot 1607 = 337,5 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна M_{max} :

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (2.6)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса;

$$N_{max} = N_{ел} = 500 \text{кВт};$$

$$M_{max} = \frac{500}{311} = 1,6 \text{кН} \cdot \text{м} = 1607 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці “С” з координатами:

$$n_c = 0,2n \text{ і } M_c = 0,16M_{max}; \quad (2.7)$$

тоді:

$$n_c = 0,2 \cdot 2980 = 596 \text{об} / \text{хв};$$

$$M_c = 0,16 \cdot 1607 = 257,1 \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається по величині моменту при повному розвороті двигуна:

$$K = \frac{M_{\max}}{n^2}. \quad (2.8)$$

Визначаємо значення коефіцієнта параболи:

$$K = \frac{1607}{2980^2} = 1,8 \cdot 10^{-4}$$

Розраховуємо за формулою (2.2) значення моменту опору при різних частотах обертання, отримані результати розрахунку моментної характеристики зводимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Пускова моментна характеристика

п, об/хв	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	2980
М, Н*М	337	325	257	348	407	524	610	817	1012	1308	1607

Пускова моментна характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 2.1

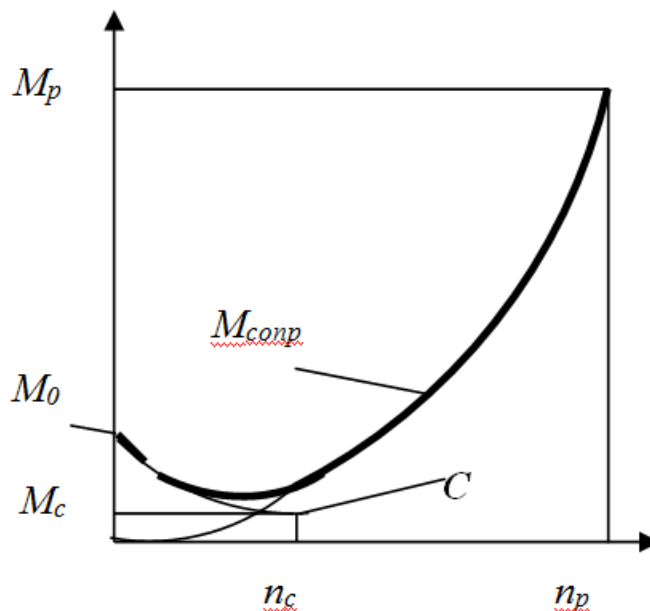


Рисунок 2.1– Пускова моментна характеристика

3 Розрахунки на міцність

3.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

У робочому колесі одностороннього входу через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання насоса, виникає нерівноважена гідравлічна сила, направлена вздовж осі у бік вхідної воронки колеса. Сумарна осьова сила сучасних потужних насосів досягає десятків і навіть сотень тонн і урівноваження її пов'язане з великими труднощами.

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена (заштрихована) частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} і r_{y2} , яка і обумовлює наявність осьової сили T_1 (див. рис. 3.1). Цю силу визначають підсумовуванням, і при прийнятих допущеннях вона рівна:

$$T_1 = z \cdot \gamma \cdot \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{\omega^2 (r^2 + r^2)}{8 \cdot g} \left(r^2 - \frac{y1 - y2}{2} \right) \right] \quad (3.1)$$

де r_{y1} , r_{y2} – радіуси переднього і заднього ущільнень робочого колеса, м;

H_p – потенційний напір колеса, м;

r_2 – зовнішній радіус колеса, м;

γ - питома вага рідини $\left(\gamma = 9810 \frac{H}{M^3} \right)$;

ω - кутова швидкість обертання валу, c^{-1} ;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

z - кількість робочих коліс.

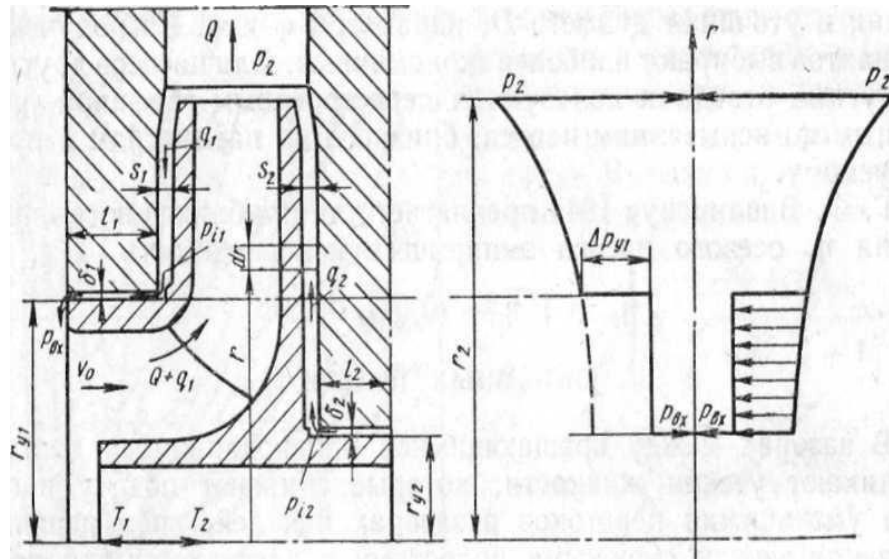


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0775 \text{ м}; r_2 = 0,149 \text{ м}; r_{y2} = 0,047 \text{ м}.$$

Потенційний напір робочого колеса визначається по залежності [3]

$$H = \frac{v_{2u}}{g} \left(1 - \frac{v_{2u}}{2U_2} \right) \quad (3.2)$$

де H – напір колеса насоса;

v_{2u} - окружна складова абсолютної швидкості;

U_2 – окружна швидкість колеса. Окружна

складова абсолютної швидкості

$$v_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{\omega \cdot r_2} \quad (3.3)$$

$$v_{2u} = \frac{9,81 \cdot 108}{314 \cdot 0,149} = 22,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$H = \frac{92,35}{316,7 \left(1 - \frac{1}{2 \cdot 78,05} \right)} = 129 \text{ м.}$$

$$T_1 = 5 \cdot 9810 \cdot 3,14 \left(0,0775^2 - 0,047^2 \right) \left[108 - \frac{311^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,149^2 - \frac{0,0775^2 + 0,047^2}{2} \right) \right] = 243944 \text{ Н}$$

По осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальне.

Сила T_2 визначається за формулою [3]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\rho \cdot Q}{g} \cdot v_0 \cdot z, \quad (3.4)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс;

v_0 – швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.5)$$

де S – площа вхідного перетину колеса, м^2 .

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}{4}, \quad (3.6)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,151$ м;

$d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки, $d_{\text{вт}} = 0,08$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,151^2 - 0,08^2)}{4} = 0,0128 \text{ м}^2;$$

$$v_0 = \frac{0,071}{0,0128} = 5,54 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$T = \frac{9810 \cdot 0,071}{9,81} \cdot 5,54 \cdot 5 = 1966H.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 - T_2; \quad (3.7)$$

$$T = 243944 - 1966 = 241977,4 \text{ Н.}$$

3.2 Визначення радіальної сили, що діє на ротор насосу

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Радіальні сили, що діють на маси колеса і рідини визначаються за формулами:

$$R_1 = m_1 \cdot g \cdot z \quad (3.8)$$

де m_1 – маса колеса;

g – прискорення вільного падіння;

z – кількість лопатей РК.

$$R_1 = 15 \cdot 9,81 \cdot 7 = 1030,1H$$

$$R_2 = m_2 g \quad (3.9)$$

де m_2 – маса рідини.

$$R_2 = 0,75 \cdot 9,81 = 7,4H$$

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі із спіральним відводом використовуємо формулу [4]:

$$R_3 = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{omn}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (3.10)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

b_2 – ширина колеса на виході, що включає і товщину його дисків b_2

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 96$, $K_R = 0,24$ [4]

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R_3 = 0,24 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 480 \cdot 0,298 \cdot 0,03 = 10103 \text{ Н}.$$

Сумарна радіальна сила

$$R = R_1 + R_2 - R_3 \quad (3.11)$$

$$R = 1030,1 + 7,4 - 10103 = -9065,5 \text{ Н}$$

3.3 Вибір типу ущільнення

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Для розробленої конструкції насоса кінцевим ущільненням валу є сальникове ущільнення (рис. 9.1).

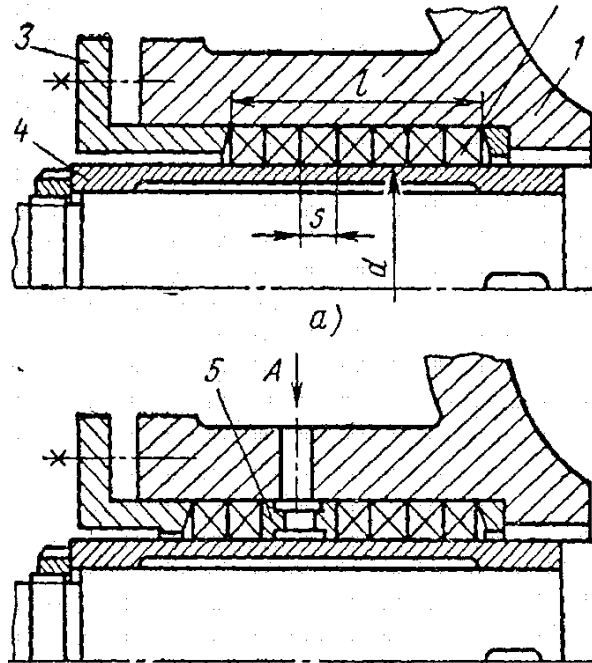


Рисунок 9.1. – Конструкція сальникового ущільнення.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу у вузол ущільнення подається рідина затвора під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. Як рідина затвор використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40⁰ С. Витрата води, що подається в сальник 0,01 м³/ч.

Згідно [3] товщина кільця набивання:

$$s = \sqrt{d} , \quad (3.12)$$

де d – зовнішній діаметр захисної гільзи на валу в місці набивання сальника мм ($d = 100$ мм);

$$s = \sqrt{100} = 10\text{мм}.$$

Приймаємо $S = 10$ мм.

Довжина сальникового ущільнення рівна:

$$L = i \cdot s, \quad (3.13)$$

де i – кількість кілець набивання, шт. ($i = 5$);

s – товщина кільця набивання, мм.

$$L = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм} .$$

Відповідно до ГОСТ 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим оплетенням змазки АГІ 10х12.

3.4 Розрахунок з'єднання шпонки валу з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Матеріал валу - Сталь 40Х.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості - $\sigma_{0,2} = 345$ МПа.

Допустиме значення $[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} = 0,6 \cdot 192 = 115$ МПа.

Матеріал колеса – 20Х13Л.

Момент кручення, на валу $M_{кр} = 1607$ Н·м

Розмір шпонки під робочим колесом, мм, $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 45$.

При розрахунку з'єднання шпонки валу з колесом визначається напруга на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (3.14)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза валу;

h – висота шпонки;

d – діаметр валу.

$$b = 22 \text{ мм}, \quad l_p = 45 \text{ мм}, \quad t_1 = 9 \text{ мм}, \quad h = 14 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 1607}{0,022 \cdot 0,045 \cdot (0,014 - 0,009)} = 158716049 \text{ Па} = 158,7 \text{ МПа}.$$

Напругу на зминання, що допускається, обчислюємо для матеріалу шпонки, що має найнижчу межу текучості.

Допустима напруга на зминання:

$$[\sigma_{3M}] = 0,75 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (3.15)$$

$$[\sigma_{3M}] = 0,75 \cdot 345 = 259 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3M} < [\sigma_{3M}].$$

Умова міцності виконується.

Перевіримо шпонку на зріз:

$$\tau_{3p} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{3p}$$

$$\tau_{3p} = \frac{2 \cdot 1607}{0,09 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 22 \cdot 10^{-3}} = 36 \text{ МПа} \leq 115 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

3.5 Розрахунок гідроп'яти

Розрахунки в даному розділі виконуємо за методикою, наведеною у [1].

Торцевий зазор в залежності від зовнішнього радіуса диску

Таблиця 11

$R_a, \text{мм}$	< 60	60...100	100...175	175<
$b_l, \text{мм}$	0,08...0,1	0,1...0,15	0,15...0,2	0,25

Вхідний радіус торцевої щілини (зовнішній радіус диску гідроп'яти). В першому наближенні задається:

$$R_a = (0,7...1) \cdot R_2 \quad (3.16)$$

$$R_a = (0,7...1) \cdot 149 = 104...149 \text{ мм}$$

Приймаємо $R_a = 135$ мм.

Приймаємо $b_l = 0,17$ мм (згідно табл.11).

Внутрішній радіус диску гідроп'яти:

$$R_b = (0,7...0,8) \cdot R_a \quad (3.17)$$

$$R_b = (0,7...0,8) \cdot 135 = 94,5...108 \text{ мм}$$

Приймаємо $R_b = 100$ мм.

Відносний перепад тисків на диску гідроп'яти рекомендується назначати в межах $\beta = 0,3...0,5$.

Приймаємо $\beta = 0,5$.

3.6 Розрахунок підшипників ковзання

Найбільшою перевагою підшипників ковзання є безшумність і висока демпфуюча здатність при впливі циклічних і ударних навантажень.

Критерії розрахунків підшипників ковзання залежать насамперед від характеру тертя в підшипнику. Можна виділити три основні види тертя ковзання: граничне, змішане (або напіврідинне) і рідинне.

Граничне тертя має місце при невеликих швидкостях ковзання поверхонь тертя, при цьому товщина шару мастила 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:

(3.18)

де – діаметр цапфи;

– коефіцієнт.

Приймаємо .

Знаходимо середній тиск між цапфою та вкладишем підшипника:

де – радіальна сила.

Знаходимо відношення середнього тиску на окружну швидкість ковзання:

Знаходимо кільцеву швидкість ковзання цапфи:

Від провороту та осьового зміщення вкладиші фіксуються циліндричними штифтами. Змащування підшипників – примусового типу, відбувається за допомогою маслоустановки через допоміжні трубопроводи подачі масла.

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

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

4 Чисельне моделювання

Вихідні дані

1. Тривимірна рідкотільна модель досліджуваної моделі робочого колеса побудована за допомогою 3D графічного редактора.
2. Граничні умови: подача насосу – 250 м³/год, частота обертання – 2980 об/хв.
3. Граничні умови на стінках: шорсткість поверхні робочого колеса – 6,3 мкм.

Робота полягає в проведенні чисельно розрахункового дослідження течії у насосі та виведені результатів в графічній формі.

Дана розділ виконується з використанням ліцензійного програмного продукту ANSYS CFX

Для проведення розрахунків була тривимірна рідкотільна модель проточної частини досліджуваного насосу, побудована за допомогою 3D графічного редактора SolidWorks.

Розрахункова сітка будується для об'єму рідини всередині проточної частини насосу.

Необхідно отримати інтегральні характеристики відцентрового робочого колеса.

В результаті чисельного експерименту (ЧЕ) планується отримати картину течії води в проточній частині відцентрового робочого колеса а також його інтегральні характеристики.

Задачі :

- 1) створення моделі розрахункової області;
- 2) побудова розрахункової сітки моделі;
- 3) побудова розрахункової моделі, завдання граничних умов;
- 4) проведення розрахунку;
- 5) обробка та аналіз результату.

4.1 Виконання розрахунків та отримання результатів

Для збіжності рівнянь Рейнольдса знадобилося 46 ітерацій.

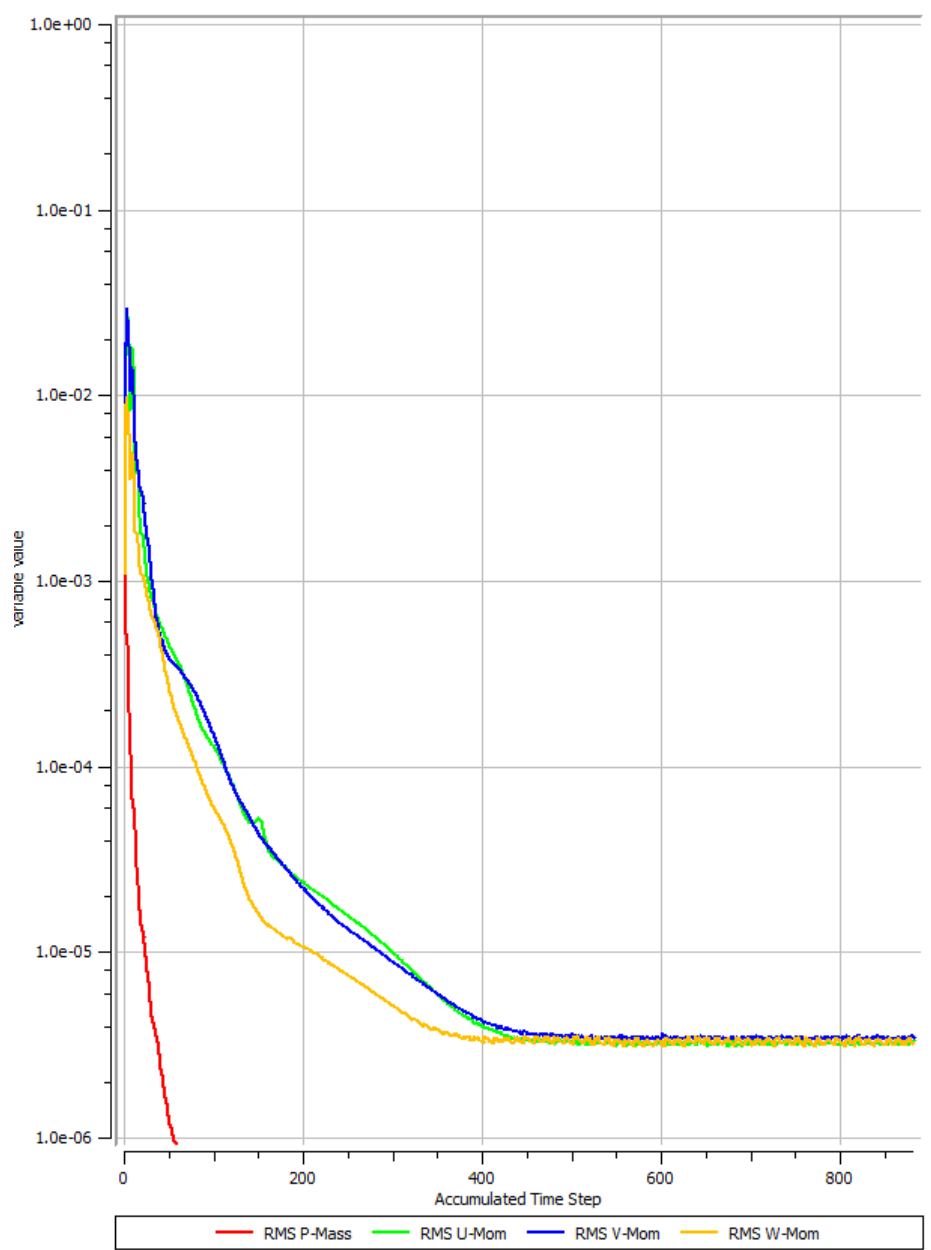


Рисунок 4.1 – Графік сходження рівнянь швидкостей і маси

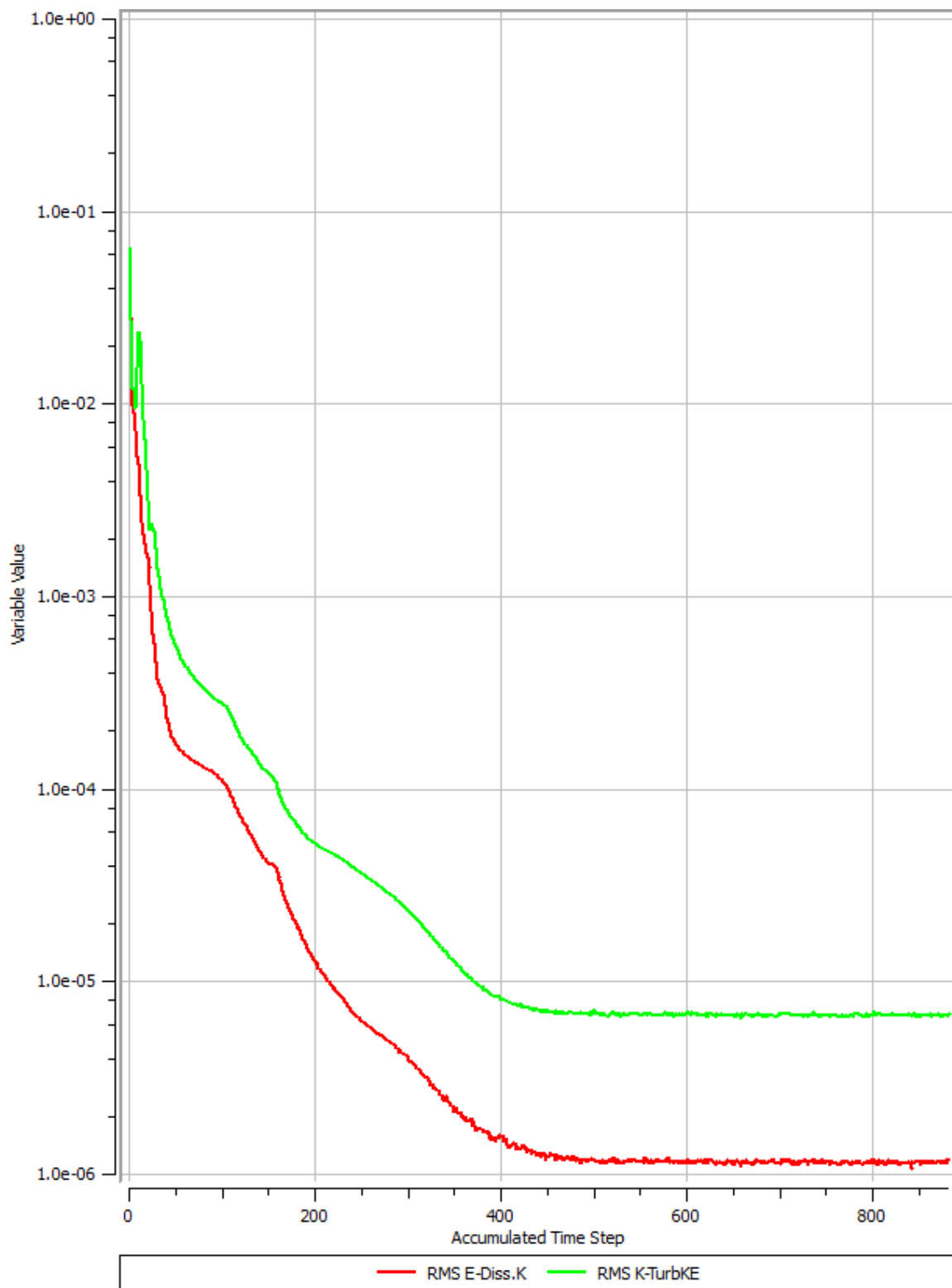


Рисунок 4.2 – Графік сходження рівнянь моделі турбулентності

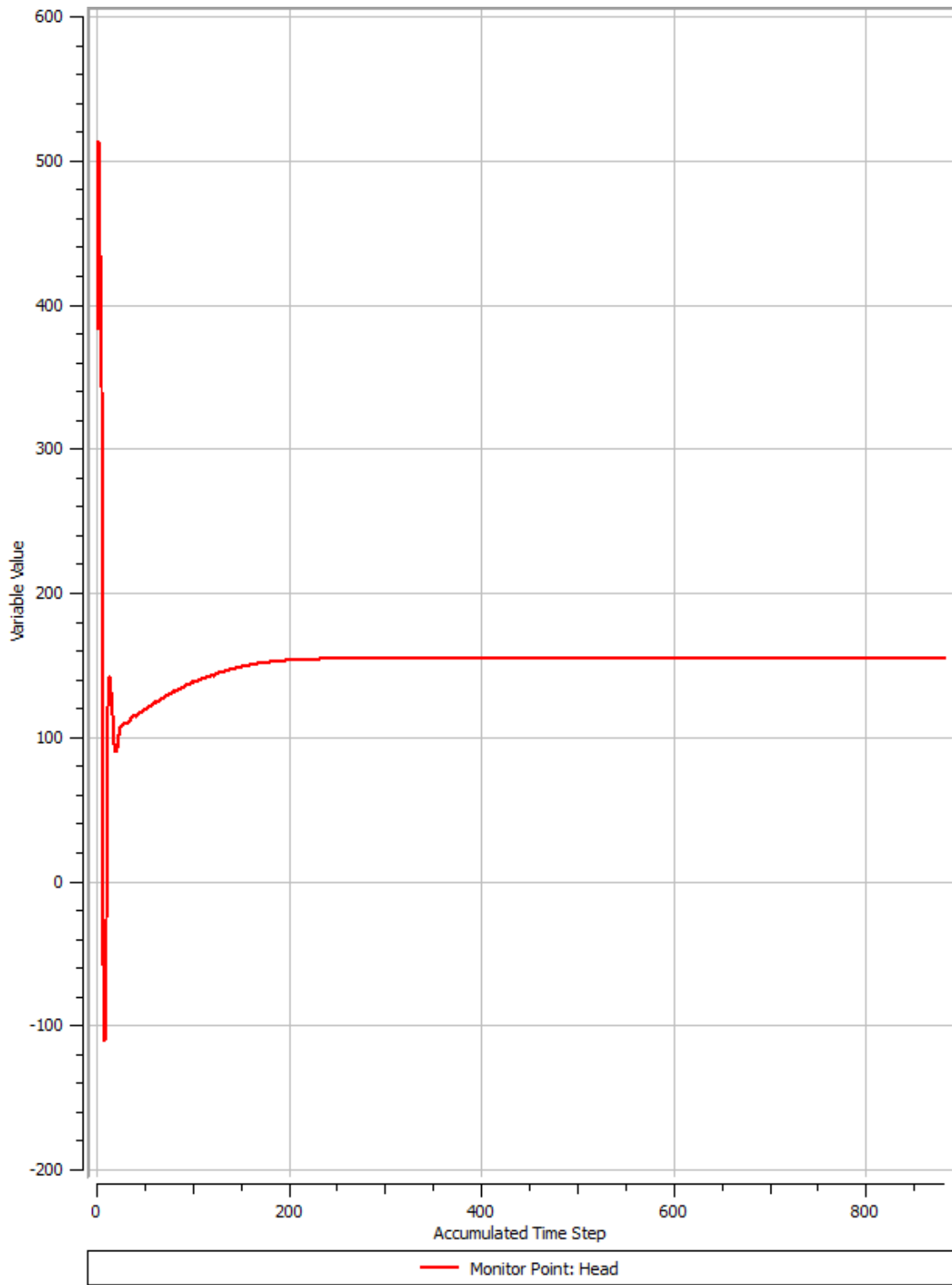


Рисунок 4.3 – Графік сходження значень напору

4.2 Аналіз результатів

Для визначення інтегральних параметрів створюємо поверхню. In1pr (вертикальна площина посередині входу в робоче колесо що зображено на рис. 4.4).

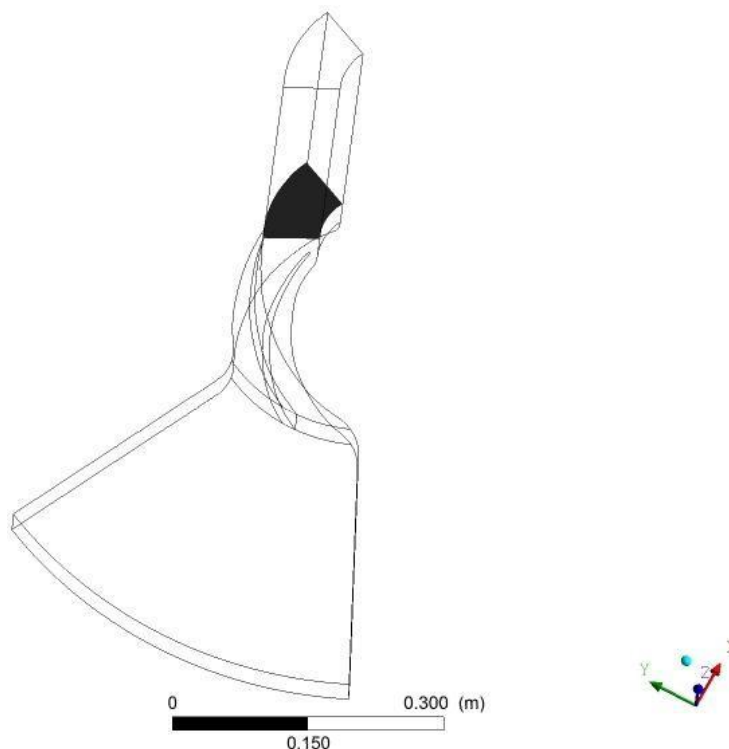


Рисунок 4.4 – Створена поверхня In.

Створюємо поверхню на виході з робочого колеса. Out1pr (циліндрична поверхня на 2 мм більше діаметра колеса) як показано на рис. 4.5.

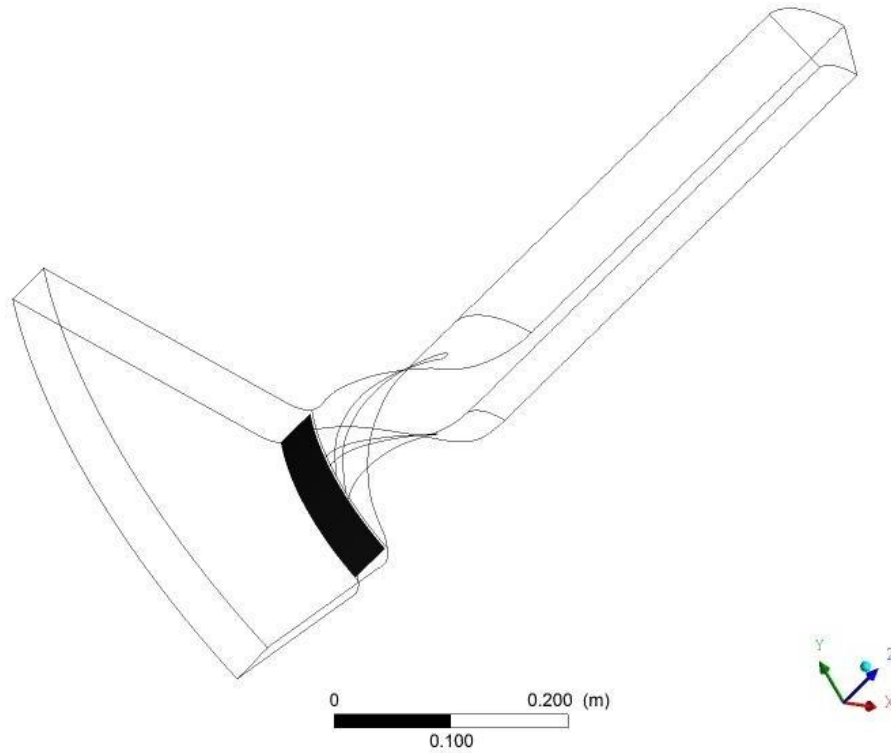


Рисунок 4.5 – Створена поверхня Outimp.

Створюємо нові вирази для напору – Head, подачі – Capacity, ККД – Eff, та потужності – Power of impeller і задаємо їх відповідними рівняннями. Результати заносимо до табл. 1.

Таблиця 1 – Інтегральні параметри

Напір, м	Подача, м ³ /год	ККД, %	Потужність, Вт
139	250	96,59	96539,3

Далі виводимо рисунки розподілу меридіональної швидкості в меридіональному перерізі та розподілу швидкості по лопаті рис. 4.6 та 4.7 відповідно.

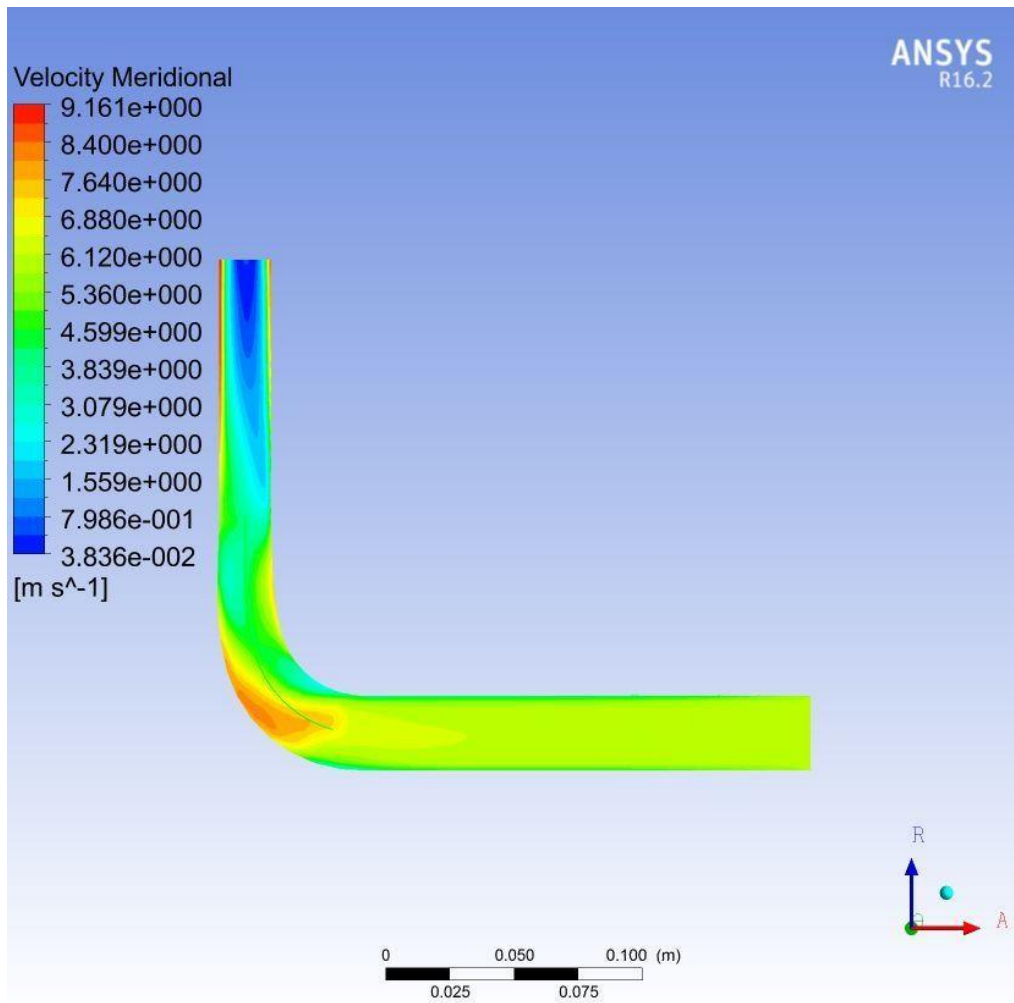


Рисунок 4.6 – Розподіл меридіональної швидкості

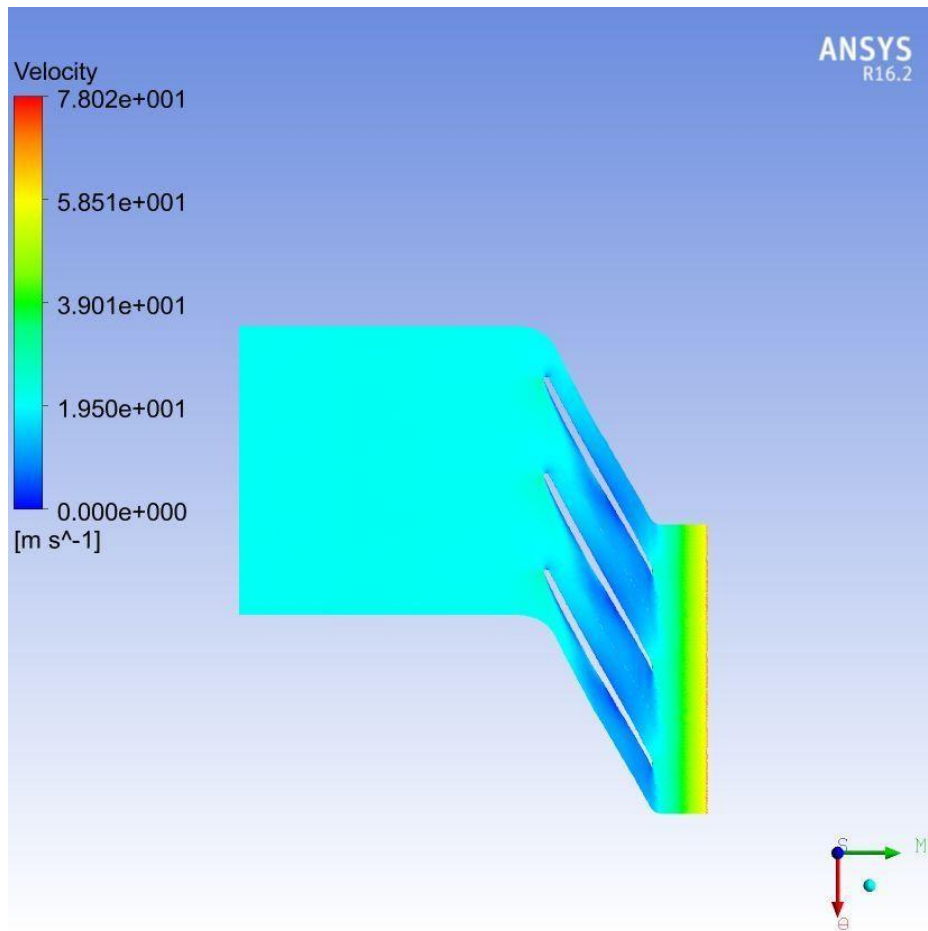


Рисунок 4.7 – Розподіл швидкості по лопаті

Висновки

1. В результаті розрахунку були отримані інтегральні параметри насосу, а також розподіл швидкості течії по проточній частині насосу.
2. На рисунках можна побачити що швидкість різко падає на ділянках зміни напрямку течії рідини, а також біля стінок за рахунок тертя, що зумовлює гідравлічні втрати.
3. Використання ЧЕ є одним із можливих шляхів суттєвого зниження трудових та матеріальних витрат на дослідження процесів в гідравлічних машинах та значного скорочення строків виконання робіт.

5 Розділ охорони праці, та безпеки в надзвичайних ситуаціях

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації насосної установки

Виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливих чинників. У нашому випадку будуть мати місце механічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Хімічні, біологічні, психофізичні небезпечно-шкідливі фактори розглядати не будемо.

При роботі і обслуговуванні розглянутого насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами за ГОСТ 12.0.003 – 74 можуть бути:

1. ураження електричним струмом;
2. рухомі елементи з'єднувальної муфти;
3. мікроклімат;
4. шум і вібрація, викликані працюючим агрегатом;
5. освітленість робочої зони;
6. пожежна безпека;

Ураження електричним струмом

Основними джерелами ураження електричним струмом при експлуатації і обслуговуванні агрегату є електричний струм, який підводиться для живлення двигуна агрегату ($U=6000\text{В}$).

Для забезпечення електробезпеки доцільно застосовувати захисне заземлення, з'єднане з агрегатом. Усі з'єднання електричних дротів повинні бути заізольованими.

Електроустаткування агрегату монтується відповідно до діючих будівельних норм і правил улаштування електроустановок (ПУЕ-76) і повинне мати ступінь захисту не нижче IP-44 згідно ГОСТ 14254-96.

Приміщення в якому розташований агрегат відноситься до першої групи електробезпеки “Приміщення без підвищеної небезпеки”.

Рухомі елементи з'єднувальної муфти

У розглянутому агрегаті деталлю, що рухається являється муфта. Тому, щоб уникнути травматизму, відповідно до ГОСТ 12.2.003 – 81 “Устаткування виробниче. Огородження захисне” муфта повинна мати надійно закріплене захисне огороження (кожух).

Мікроклімат

Для нормальних умов праці на ділянці повинна підтримуватися оптимальна температура повітря, його вологість та запиленість не залежно від пори року. Так, для приміщень, в яких виконуються середні роботи по тяжкості, вологість повітря повинна бути 40-60%, а температура повітря в межах 18-20 °С - СанПиН 2.2.4.548-96.

Табл. 7.3 Оптимальні величини температури, вологості і швидкості руху повітря у виробничому приміщенні

Період року	Категорія праці	Температура повітря °С	Відносна вологість	Швидкість руху, м /с
Холодний період року (температура зовні приміщення менша 10 °С)	Середньої тяжкості Па	19 - 21	60 - 40	0,2
	Середньої тяжкості Пб	17 - 19	60 - 40	0,2
Телий період року (температура зовні більша 10 °С)	Середньої тяжкості Па	21 - 23	60 - 40	0,3
	Середньої тяжкості Пб	20 - 22	60 - 40	0,3

Так як підтримання оптимальних кліматичних умов найважче у літній період року коли виділяється багато теплової енергії від сонця та обладнання, то для цього періоду року повинна бути передбачена примусова вентиляція робочого приміщення, щоб забезпечити нормальні умови праці. Враховуючи, що вода не є

токсичною речовиною, то вентиляцію потрібно розраховувати за надлишковим теплом та вологістю.

В холодний період року вентиляція відбувається за рахунок щілин у віконних та дверних прольотах. В цей період потрібно використовувати систему опалення яка забезпечить відповідні умови мікроклімату у робочій зоні.

Шум та вібрація

При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності. В залежності від ступеня його навантаження і досконалості застосовуваних вузлів він може досягати 95 дБ.

Основними джерелами коливань являються:

- механічна неврівноваженість ротора;
- підшипники ковзання;
- неоднорідність потоку;
- кавітаційні процеси;
- вихрові процеси у рідині.

ГОСТ 12.1.003 – 83 “Шум. Загальні вимоги безпеки” встановлює класифікацію шумів, припустимі рівні шуму, загальні вимоги до шумових характеристик. У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях припустимий рівень шуму не повинний перевищувати 90 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 90 дБА повинні бути позначені знаками безпеки. Працюючих у даній зоні повинні забезпечувати засобами індивідуального захисту. Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися з застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху за ГОСТ 12.4.051 – 87. Основним засобом боротьби з шумом у насосному агрегаті є зменшення шуму в самих джерелах, тобто удосконалення конструкції розглянутого агрегату, експлуатація насоса на оптимальних режимах роботи, згідно технічних умов.

Вібрація. При порушенні режимів і ТУ експлуатації, розцентровки і розбалансування агрегату, недосконалості конструкції може виникнути вібрація установки.

При роботі і експлуатації агрегату повинні дотримуватися вимоги і рекомендації ДСН 3.3.6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації". Допустимим значенням віброшвидкості при третьому класі точності балансування є $V=1\text{мм/с}$.

Засоби виміру і контролю вібрації на робочих місцях повинні бути відповідними до ГОСТ 12.4.012-75. Вібраційні умови праці повинні бути забезпечені застосуванням вібробезпечних машин, застосуванням засобів віброзахисту.

Освітленість робочої зони

Розрізняють два типи освітлення: природне та штучне.

Штучне освітлення поділяється в залежності від призначення на робоче, аварійне, евакуаційне та охоронне. Розрізняють такі системи штучного освітлення: загальне, місцеве та комбіноване.

Згідно СНиП 23-05-95, монтажні, обслуговувальні та ремонтні роботи відносяться до IV розряду зорового навантаження, отже приміщення, де встановлено агрегат, передбачає використання загального освітлення з освітленістю 200лк. Також воно повинно бути обладнаним аварійним 10 лк і евакуаційним 0,5 лк освітленням.

Пожежна небезпека

При експлуатації та обслуговуванні агрегату основними джерелами виникнення пожежі можуть бути:

- джерела запалення, пов'язані з електричним приводом насоса;
- перевантаження мережі;

Дія пожежі на людину може викликати небезпечні наслідки: опіки, отруєння димом.

Пожежна безпека повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

Пожежна безпека об'єкта і його складових частин повинна забезпечуватися як при експлуатації, так і в разі реконструкції.

Заходи щодо боротьби з пожежею:

1. Застосування електроустаткування у відповідній пожежній і вибухонебезпечній зоні відповідно до вимог правил пристрою електроустаткування.

2. Дотримання правил пожежної безпеки. Протипожежний захист повинен забезпечуватись:

- застосуванням засобів пожежогасіння;
- застосуванням автоматичних установок пожежної сигналізації і пожежогасіння;
- застосування індивідуального і колективного захисту людей від небезпечних чинників пожежі.

3. Робочим середовищем являється – технічна вода, яка не є горючою. Тому категорія приміщення у якому розташований агрегат - Д.

У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники (ВВК1,4, ВВК2, ВВК3,5), перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного устаткування, діелектричні властивості вуглекислого газу, що дозволяє використовувати ці вогнегасники навіть у тому випадку, коли не вдається знеструмити електроустановку.

Висновок

Для продуктивної і безпечної експлуатації проектного агрегату та забезпечення відповідності вимогам нормативної документації, необхідно виконувати усі вищезазначені вимоги та заходи безпеки.

Дії працівників і обслуговуючого персоналу при надзвичайній ситуації

Працівники і обслуговуючий персонал механо-складального цеху, при виявленні факту пожежі на своєму підприємстві, скоординували свої дії в наступній послідовності:

1. Зразу ж після виявлення факту пожежі повідомили про це пожежно-рятувальну службу по телефону, вказали при цьому точну адресу, точне

положення будівлі на підприємстві, кількість поверхів, місце виникнення пожежі, наявність людей, а також прізвище, ім'я, по батькові працівника, що повідомляє;

2. Вжили всі необхідні заходи щодо повідомлення персоналу про надзвичайну ситуацію, ввімкнули систему оповіщення на підприємстві;

3. Вжили всі необхідні заходи щодо евакуації людей та матеріальних цінностей;

4. Розпочали гасіння пожежі з використанням наявних вогнегасників та інших засобів пожежогасіння;

5. Повідомили про пожежу керівника підприємства.

Дії керівного персоналу при надзвичайній ситуації

Керівник підприємства, якого було повідомлено про виникнення пожежі, в свою чергу:

1. Перевірив, чи викликана пожежно-рятувальна служба;

2. Повідомив про пожежу власника підприємства;

3. Перевірив, чи весь персонал підприємства був оповіщений про пожежу;

4. Відключив електроенергію (за винятком систем протипожежного захисту), віддав розпорядження про зупинку транспортерів, агрегатів, апаратів, перекрити сировинні, газові та парові комунікації, зупинити системи вентиляції в аварійному та суміжними з ним приміщеннях (за винятком пристроїв протидимового захисту) і вжив інших заходів, які сприяють недопущенню розвитку пожежі та задимлення на підприємстві;

5. Організував евакуацію персоналу, виведення за межі небезпечної зони всіх осіб, які не брали участь у ліквідації пожежі;

6. Забезпечив дотримання техніки безпеки працівниками, які беруть участь у гасінні пожежі;

7. Організував зустріч підрозділів пожежно-рятувальної служби, надав їм допомогу під час локалізації та ліквідації пожежі.

Після прибуття пожежного підрозділу адміністрація та технічний персонал підприємства брали участь у консультуванні керівника гасіння про конструктивні і технологічні особливості підприємства, де виникла пожежа, організували залучення до вжиття належних заходів, пов'язаних із ліквідацією пожежі та попередженням її розвитку, сил та засобів підприємства. Дії персоналу підприємства під час надзвичайної ситуації були здійснені відповідно до плану дій передбаченого законом України “Про пожежну безпеку”.

5.2 Розрахунок вібрації

Вихідні дані:

- число обертів насосу $n = 3000$ об/хв.;
- маса насосу $m = 2850$ кг.

1. Частота збурюючої сили, тобто вимушені коливання:

$$f = \frac{n}{60}, \quad (4.2.1)$$

де n – число обертів насосу, об/хв.

$$f = \frac{3000}{60} = 50c^{-1}.$$

2. Частоту власних (вільних) коливань системи визначимо при ефективності амортизації у 96%, що можливо при виконанні наступної умови (с. 59 [10]):

$$\frac{f}{f_0} = 5.$$

Звідки отримаємо, що

$$f_0 = \frac{f}{5}, \quad (4.2.2)$$
$$f_0 = \frac{50}{5} = 10c^{-1}.$$

4. Знаходимо частоту власних коливань насосу ω_0 .

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0; \quad (4.2.3)$$

$$\omega_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 10 = 62,8 \text{ c}^{-1};$$

1. Коливальна швидкість (віброшвидкість):

$$v = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot A, \quad (4.2.4)$$

$$v = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 0,0125 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2. Величина віброприскорення:

$$a = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot v, \quad (4.2.5)$$

$$a = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 0,0125 = 3,93 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

3. Дія вібрації на людину оцінюється рівнем вібрації за наступною формулою:

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{a}{a_0}, \quad (4.2.6)$$

де $a_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$ – граничне (порогове) значення віброприскорення.

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{3,93}{3 \cdot 10^{-4}} = 82,3 \text{ дБ}.$$

Норми загальної та локальної вібрації відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 для восьмигодинної робочої зміни приведені згідно зі стандартом. Таким чином гігієнічні норми загальної технологічної вібрації для виробничих приміщень при $f = 100 \text{ Гц}$ становлять рівень вібрації $L_a = 96 \text{ дБ}$. Порівнюючи нормативне значення з розрахованим $L_a = 82,3 \text{ дБ}$, бачимо, що даний насосний агрегат є безпечним для використання в будівлях насосних станцій.

Література

1. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с..
2. Ржбаева Н.К., Ржбаев Е.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов. Учебное пособие.
3. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977
4. Анурьев, В.І. Довідник конструктора машинобудівника: у трьох томах./В.І.Анурьев. -М.: Машинобудування, 2001. -Т.1- 920с.
5. ГОСТ12.0.003-74 “Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. Система стандартов безопасности труда.”
6. ГОСТ27854-88 – Насоси динамічні.
7. Деталі машин.Курсове проектування: навч. пос./П.Ф.Дунаєв, О.П.Льоліков. - М.: Вицашкола, 1984. - 336с.
8. Методичні вказівки по курсовому та дипломному проекту “ Розрахунок спірального відводу” :Харків, 1995.-16с.
9. СНиП 2.01-01-82 "Будівельна кліматологія і геофізика ".
10. ANSYS CFX Solver Theory. Release [Электронный ресурс], 2008. – 261 р. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
11. ANSYS CFX Solver Models. Release [Электронный ресурс], 2008. – 549 р. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.