

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Сотник М. І.

_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА на здобуття освітнього ступеня магістра

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,
освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро
пневмоавтоматика»)

на тему: «Насос нафтовий магістральний НМ 300-850» (Oil magistral pump NM
300-850»

Здобувача групи ГМм-21 Карпенко Ярослав Олександрович

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

_____ Карпенко Я. О.
(підпис)

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент

Колісніченко Е.В. _____
(підпис)

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

**Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика**

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
«___» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу магістра

Карпенку Ярославу Олександровичу

1 Тема роботи: «Насос нафтовий магістральний НМ 300-850» (Oil

затверджена наказом по університету від “___” _____ 20___ р.
№ _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 15.12.2023

3 Вихідні дані до роботи:

Подача $Q = 300 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 850 \text{ м}$, частота обертів ротора $n = 3000 \text{ об/хв.}$, густина робочої рідини $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, кількість ступенів – 8.

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

гідролічні розрахунки (робочого колеса, напрямного апарату, гідроп'яти, підводу, відводу);
озрахунки на кавітацію;
озрахунки з вибору електродвигуна;
озрахунки на міцність.

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, монтажне креслення насоса, креслення ротора насоса, креслення деталей, 3-D креслення робочого колеса.

6 Перелік додаткових розділів до кваліфікаційної роботи та закріплених за ними консультантів

Календарний план

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	Гідролічні розрахунки		
	Теоретичне креслення робочого колеса		

	Креслення робочого колеса		
	Розрахунки на кавітацію		
	Креслення напрямного апарату		
	Розрахунки з вибору електродвигуна		
	Креслення секції		
	3-D креслення РК		
	Розрахунок ущільнення		
	Розрахунки на міцність		
	Розрахунки з вибору підшипників		
	Складальне креслення насоса		
	Монтажне креслення насосного агрегату		
	Креслення деталей насосу		
	Креслення ротора насоса		
	Виконання розділу з охорони праці		
	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів		
	Захист роботи		

Дата видачі завдання: 10.09 2023 р.

Студент _____

(підпис)

Карпенко Я.О.

К
е
р
і
в
н
и
к

(підпис)

Зміст

1 Гідравлічні розрахунки.....	6
1.1 Проектування робочого колеса.....	6
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів	6
1.1.2 Визначення діаметра валу та втулки робочого колеса	8
1.1.3 Визначення геометричних параметрів на вході у робоче колесо.....	9
1.1.4 Визначення кількості лопатей та їх товщини.....	10
1.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	11
1.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	11
1.1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	14
1.1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	15
1.1.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	17
1.1.10 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті.....	23
1.1.11 Профілювання лопаті	27
1.1.12 Профілювання лопаті	28
1.1.13 Виконання робочого креслення робочого колеса.....	36
1.1.14 Проектування направляючого апарату.....	37
2 Розрахунки на міцність.....	39
2.1 Сили, що діють на ротор насоса.....	39
2.2 Розрахунок торцевого ущільнення	41
2.3 Розрахунок реакцій у опорах валу	42
2.4 Розрахунок підшипників	44
2.5 Розрахунок валу на міцність	47
2.6 Розрахунок на міцності шпонкових з'єднань.....	48
3 Вибір електродвигуна	49
4 Розділ з охорони праці.....	50
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи на машинобудівному підприємстві	50
4.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском	52
4.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.....	55
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	58

1 Гідравлічні розрахунки

1.1 Проектування робочого колеса

Визначення основних геометричних параметрів

Усі розрахунки даного розділу проводилися за методикою [22].

Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса на рис. 1

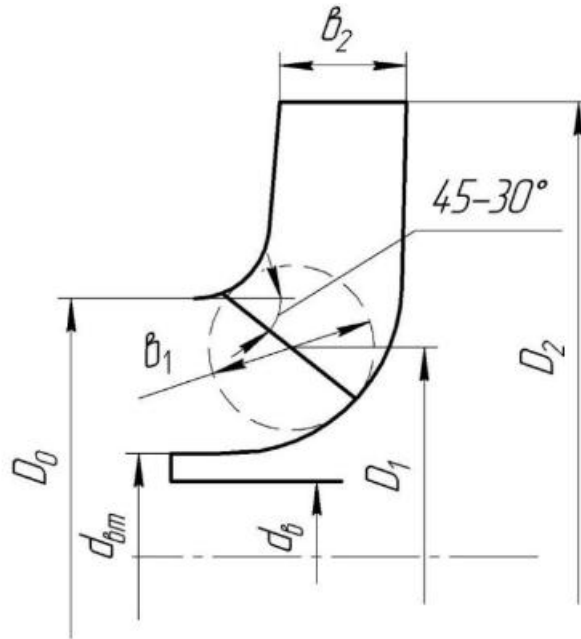


Рисунок 1.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса застосовуються такі вихідні дані:

тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), двопотокове ($\alpha = 2$);

густина перекачуваної рідини $\rho = 900$, кг/м³;

о

д

Коефіцієнт швидкості

н

кількості ступенів $i = 7$

$Q' = Q\alpha = 300$ м³/год,

м

кількості ступенів $i = 8$

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{300}{3600}}}{\left(\frac{850}{8}\right)^{0,75}} = 96$$

ри кількості ступенів $i = 9$

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{300}{3600}}}{\left(\frac{850}{9}\right)^{0,75}} = 104$$

Приймаємо

$$= \\ \textcircled{8} s = 96.$$

Приведений діаметр робочого колеса знаходиться за формулою Суханова, мм:

$$D_{1пр} = K_{вх} \sqrt[3]{3Q'3600n \cdot 103}, \quad (1.2)$$

де $K_{вх} = 3,5 - 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Більші значення $K_{вх}$ беруться для збільшення кавітаційних

х

а

р

а

к

т

е

$$D_{1пр} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{300}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 128,7 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = 11 + 0,68 \cdot ns - 23 = 11 + 0,68 \cdot 96 - 23 = 0,969 \quad (1.3)$$

р Подача робочого колеса

и

$$Q_{р.к.} = Q' \eta_0 = 3000,969 = 309,6 \text{ м}^3/\text{год} \quad (1.4)$$

с

т Гідравлічний ККД

и

$$\eta_{г} = 1 - 0,42 \lg D_{1пр} - 0,1722 = 1 - 0,42 \lg 128,7 - 0,1722 = 0,888$$

к

Внутрішній механічний ККД

р

$$\eta_{M'} = 11 + 820 \cdot ns - 2 = 11 + 820 \cdot 96 - 2 = 0,918 \quad (1.6)$$

о

б

о

ч

Повний ККД насоса

=

де η_r – гідравлічний ККД, (1.7)

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M – зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД беремо: $\eta_M = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,969 \cdot 0,888 \cdot 0,918 \cdot 0,99 = 0,782$$

Споживана потужність насоса (Вт), визначається за формулою

=

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння. (1.8)

$$N = \frac{900 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 850}{3600 \cdot 0,782} = 799728 \text{ Вт}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$HT = H \eta_r = 8500,888 = 957 \text{ м} \quad (1.9)$$

Визначення діаметра валу та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр валу мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_B = 3M \cdot 1030,2 \cdot \tau_k \quad (1.10)$$

д

$N_{max} = 1,1 \cdot N$ – максимальна потужність насоса, Вт;

$M_{max} = 10 - 30 \text{ МПа}$ – занижене максимальне напруження на кручення (менші значення беремо для консольних насосів).

$$N_{max} = 1,1 \cdot 799728 = 879700 \text{ Вт}$$

=

$$879700 \cdot 30\pi \cdot 3000 = 2801,6 \text{ Н·м} \quad (1.11)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{2801,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 97,75 \text{ м}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_B = 100 \text{ мм}$$

Діаметр валу втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу
 $d_{BT} = 1,2 - 1,25 d_B = 1,2 - 1,25 \cdot 100 = 120 - 125 \text{ мм}$ (1.12)

Приймаємо

$$d_{BT} = 120 \text{ мм}$$

Визначення геометричних параметрів на вході у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають за формулою

$$D_0 = D_1 \sqrt{2} + d_{BT} \sqrt{2} = 128,72 + 120 \sqrt{2} = 174,96 \text{ мм}$$
 (1.13)

Отримане значення округляємо до цілого значення у більшу сторону.

$$D_0 = 175 \text{ мм}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = 4 \cdot Q_{р.к.} \cdot 3600 \pi D_0 \sqrt{2} - d_{BT} \sqrt{2} = 4 \cdot 309,63600 \pi 175 \sqrt{2} - 120 \sqrt{2} = 6,75 \text{ м/с}$$

Далі задаються положення вхідної кромки, яка, як правило розміщується в зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом $45^\circ - 30^\circ$ до осі насоса (аналогічно робочим к

О Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює $0,8 D_0$

$$D_1 = 0,8 D_0 = 0,8 \cdot 175 = 140 \text{ мм}$$
 (1.15)

с з

$$R_1 = D_1 / 2 = 70 \text{ мм}$$
 (1.16)

а й Для збільшення антикавітаційних характеристик робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну

$$V'_{1m} = V_0 = 6,75 \text{ м/с}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості збільшується та визначається за формулою:

$$V_{1m} = \Psi_1 V_{1m'} \quad (1.17)$$

де $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 6,75 = 8,44 \text{ м/с}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} \quad (1.18)$$

де $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \pi D_1 n / 60 = 3,14 \cdot 0,14 \cdot 3000 / 60 = 22 \text{ м/с} \quad (1.19)$$

У консольних насосах $V_{1U} = 0$. У насосах типу Д потік входить у робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, тому $V_{1U} \neq 0$. При цьому момент швидкості $K_1 = V_{1U} R_1$ може бути визначений з виразу

$$K_1 = 0,06 \cdot 3 Q_{р.к.} \cdot 2n / 3600 \cdot 2 \quad (1.20)$$

Тоді для насосів типу Д швидкість V_{1U} визначається за виразом:

$$V_{1U} = 0,12 \cdot 3 Q_{р.к.} \cdot 2n / 3600 \cdot 2 D_1 \quad (1.21)$$

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}} = \arctg \frac{8,44}{22} = 20,8^\circ \quad (1.22)$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

Ц

е
й

$$\beta_1 = 20,8 + 3,2 = 24^\circ$$

к

Визначення кількості лопатей та їх товщини

у
т Більша частина відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними

п

о

в

показниками має число лопатей $z = 5 - 8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3

П

Р Товщину лопаті робочого колеса призначають з технологічних міркувань. Орієнтовно беремо товщину лопаті на вході у робоче

М Товщина лопаті на вході з робочого колеса s_1 береться такою, що дорівнює s_1 , а до середини лопаті плавно зростає.

М П

В

$s_1 = 2 - 10$ мм при $D_1 = 150 - 500$ мм

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ'_1 за формулою

$$\Psi'_1 = 11 - z \cdot s_1 \cdot 2\pi R_1 \sin \beta_1 \quad (1.24)$$

М Повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi''_1 = \Psi'_1$, визначають $\beta_{1П}$ та $\Delta\beta$ (див. п. 1.3). Обчислення

П

О 1-е наближення

В

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{2\pi \cdot 70 \sin 24^\circ}} = 1,241$$

О

Р

Ю

$$|1,241 - 1,25| = 0,009 < 0,01$$

Ю Ширину робочого колеса, м, на вході знаходяться з виразу

Т

Б

$$b_1 = Q_{р.к.п} D_1 V_{1m} 3600 = 309,63,14 \cdot 0,14 \cdot 8,44 \cdot 3600 = 0,023 \text{ м}$$

Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

П Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{1U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

Н

е

$$U2' = gHT0,5 = 9,81 \cdot 95780,5 = 48,45 \quad (1.26)$$

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

$$D2' = 60U2' \pi n = 60 \cdot 48,453,14 \cdot 3000 = 0,309 \text{ м} \quad (1.27)$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V2m' = 0,5 - 1,0 V1m' \quad (1.28)$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення

В
і
Д
Л
И
В
Н
а
Н

$$V2m' = 0,75 \cdot V1m' = 0,75 \cdot 6,75 = 5,06 \text{ м/с}$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення $V2m'$ таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та

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

$$W_1 - \text{відносна швидкість на вході у робоче колесо}; \quad (1.29)$$

$$W_{2\infty} - \text{відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.} \quad (1.29)$$

Виходячи із забезпечення мінімум втрат, рекомендують такі значення:

$$W_1 W_{2\infty} = W_{2\infty} \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1 \quad (1.29)$$

$$W_1 W_{2\infty} = W_{2\infty} \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1 \quad (1.29)$$

$$W_1 W_{2\infty} = W_{2\infty} \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1 \quad (1.29)$$

Т
Ш

n_s	$2 \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1$	(1.29)
β_2 , град	2	

и

залежить від n_s . Графічна залежність $W_1 W_{2\infty} = f n_s$

$$W_1 W_{2\infty} = W_{2\infty} \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1 \quad (1.29)$$

ш

$$W_1 W_{2\infty} = W_{2\infty} \Psi_2 \Psi_1 V2m' V1m' \sin \beta_1 \quad (1.29)$$

Для підвищення напору β_2 може бути більшим, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

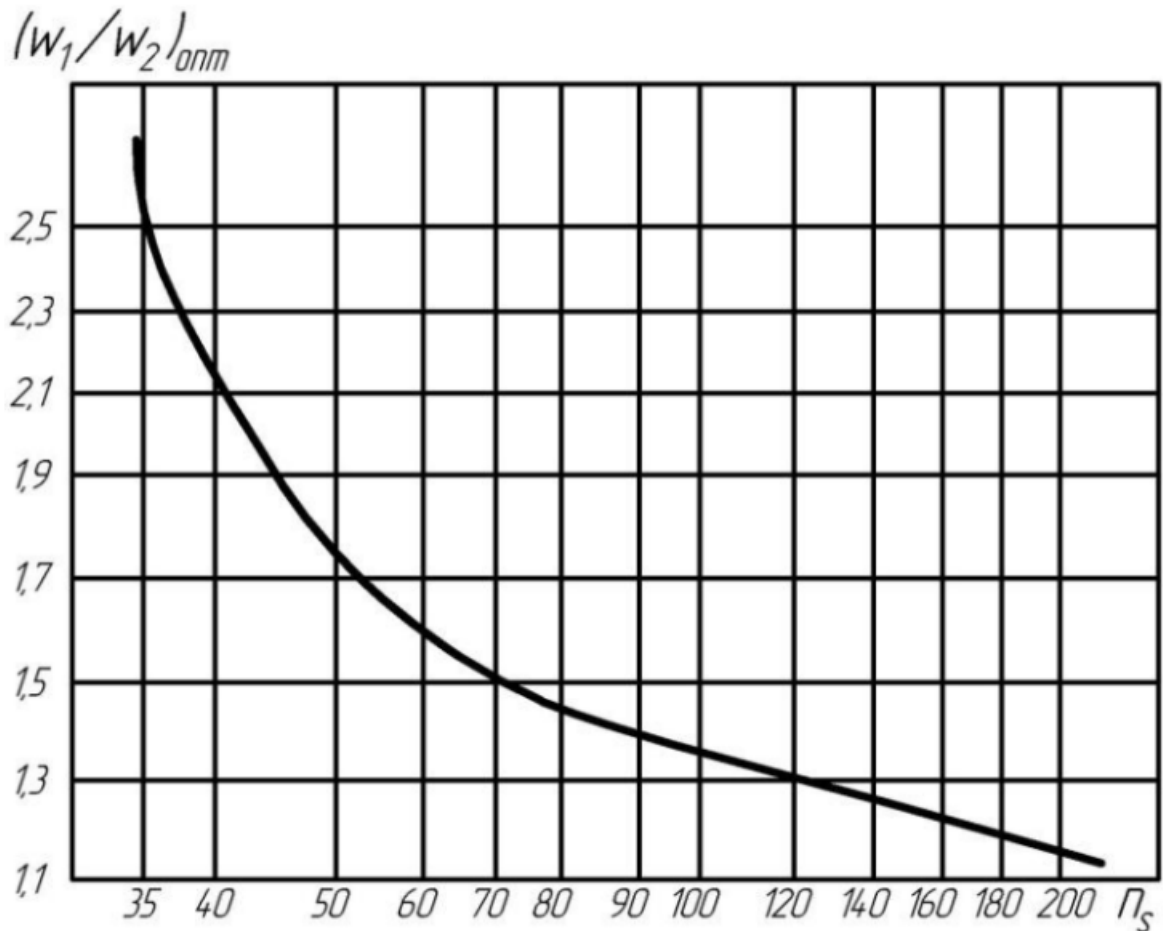


Рисунок 1.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

П

р
и

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

$n_s=104$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}}=1,35$.

$$= \arcsin \left(1,35 \cdot \frac{1,05}{1,25} \cdot \frac{5,06}{6,75} \cdot \sin 24^\circ \right) = 20,37^\circ$$

Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

П

о

п

р

а де

в

к К

в

Kz на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Флейдерера:

і

$$Kz = 11 + p \quad (1.30)$$

$$\Psi z 11 - D_1 D_2' 2 \quad (1.31)$$

$ns < 150$:

де менші значення Ψ беруться для правильно розрахованих робочих коліс із лопатевими відводами;

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 20,37^\circ = 0,81$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} = 2 \cdot \frac{0,81}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{140}{309}\right)^2} = 0,291$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0,291} = 0,775$$

Теоретичний напір РК при нескінченному числі лопатей

$$HT_\infty = H \eta \Gamma K_z \cdot 8 = 8500,888 \cdot 0,775 \cdot 8 = 154 \text{ м} \quad (1.33)$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi^2 V_{2m}' = 1,05 \cdot 5,06 = 5,3 \text{ м/с} \quad (1.34)$$

Колова швидкість на вході з робочого колеса

$$U_2 = V_{2m}^2 \operatorname{tg} \beta_2 + V_{2m}^2 \operatorname{tg} \beta_2 + g HT_\infty + V_1 U U_1 = 5,06^2 \operatorname{tg} 20,37^\circ + \operatorname{tg} 20,37^\circ + 9,81 \cdot 12358 + 0 = 46,35 \text{ м/с} \quad (1.35)$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = 60 U_2 \pi n = 60 \cdot 46,353,14 \cdot 3000 = 0,295 \text{ м} \quad (1.36)$$

Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

П

і

с

$$\Psi_2' = 11 - z \cdot s \cdot 2 \pi D_2 \sin \beta_2 \quad (1.37)$$

л

я

р

р

р

р

р

р

р

р

р

р

р

р

р

При цьому повинно забезпечити умову $|\Psi_2' - \Psi_2| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то виконують друге наближення, задаючи $\Psi_2'' = \Psi_2'$, визначаються V_{2m} , β_2 та D_2 . Обчислення повторюють,

1-е наближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{\pi \cdot 295 \cdot \sin 20,37^\circ}} = 1,121$$

$$|1,121 - 1,05| = 0,071 > 0,01$$

2-е приближения

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,121 \cdot 5,06 = 5,7 \text{ м/с}$$

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2 V'_{2m}}{\Psi_1 V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) \\ &= \arcsin \left(1,35 \cdot \frac{1,121}{1,241} \cdot \frac{5,06}{6,75} \cdot \sin 24^\circ \right) = 21,96^\circ \end{aligned}$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \sin 21,96^\circ = 0,822$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} = 2 \cdot \frac{0,822}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{140}{309}\right)^2} = 0,296$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0,296} = 0,772$$

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_\Gamma K_z} = \frac{850}{0,888 \cdot 0,772} = 1240 \text{ м}$$

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g H_{T\infty} + V_{1U} U_1} \\ &= \frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 21,96^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 21,96^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot \frac{1240}{8} + 0} = 46,76 \text{ м/с} \end{aligned}$$

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 46,76}{3,14 \cdot 3000} = 0,298 \text{ м}$$

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{\pi \cdot 298 \cdot \sin 21,96^\circ}} = 1,058$$

$$|1,058 - 1,05| = 0,008 \leq 0,01 - \text{умова виконується}$$

Ширина робочого колеса визначається за формулою:

$$b_2 = Q_{р.к.} \cdot \pi D_2 V_2 t_3 3600 = 309,63,14 \cdot 0,298 \cdot 5,7 \cdot 3600 = 0,016 \text{ м}$$

Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

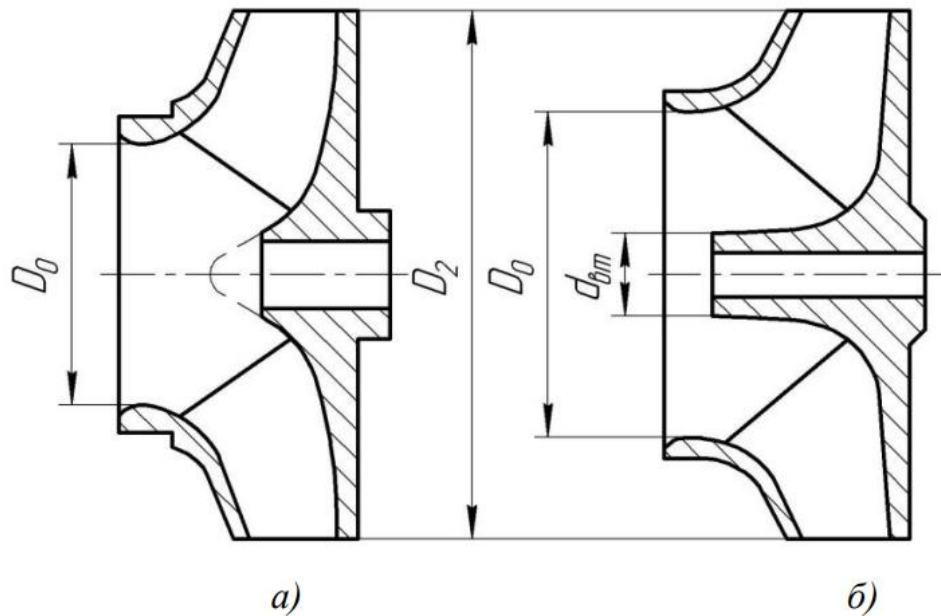
Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від розташування втулки робочого колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть бути із заглибленою або висунутою втулкою (рис. 3).

Рисунок 1.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:

а – робоче колесо консольного насоса;

б – робоче колесо насоса із прохідним валом.

Колесо з висунутою втулкою (рис. 3 б) застосовуються у



одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких коліс діаметр вхідної горловини визначається з формулою

$$D_0 = D_1 \sqrt{2} + d_{вт} \sqrt{2} \quad (1.39)$$

З урахуванням конструктивних рішень вибирають положення втулки, намічають контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

онтури меридіанного перерізу повинні бути плавно накресленими. Кожна зі стінок утворюються двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами;

ахил стінок на вході (див. рис. 4) $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Можливі

ри виборі окреслень стінок необхідно уникати надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку будемо мати нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса $R_{\text{п}}$ (рис. 4 а) виникає небезпека відриву потоку

вони збільшено, перетік); поточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни (рис. 5) найкращі результати дає вигнута крива $F = f(l)$, спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною вхідною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсується стисненням перерізу лопатями, які, як правило, розпочинаються у цій зоні. Рекомендується використовувати розширення, виконане переважно за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. Це сприяє зменшенню нерівномірності розподілу швидкості на повороті, що в свою чергу сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесах.

Т
і
н
к
и
.

Я
к

п
р
а
в
и
л
о

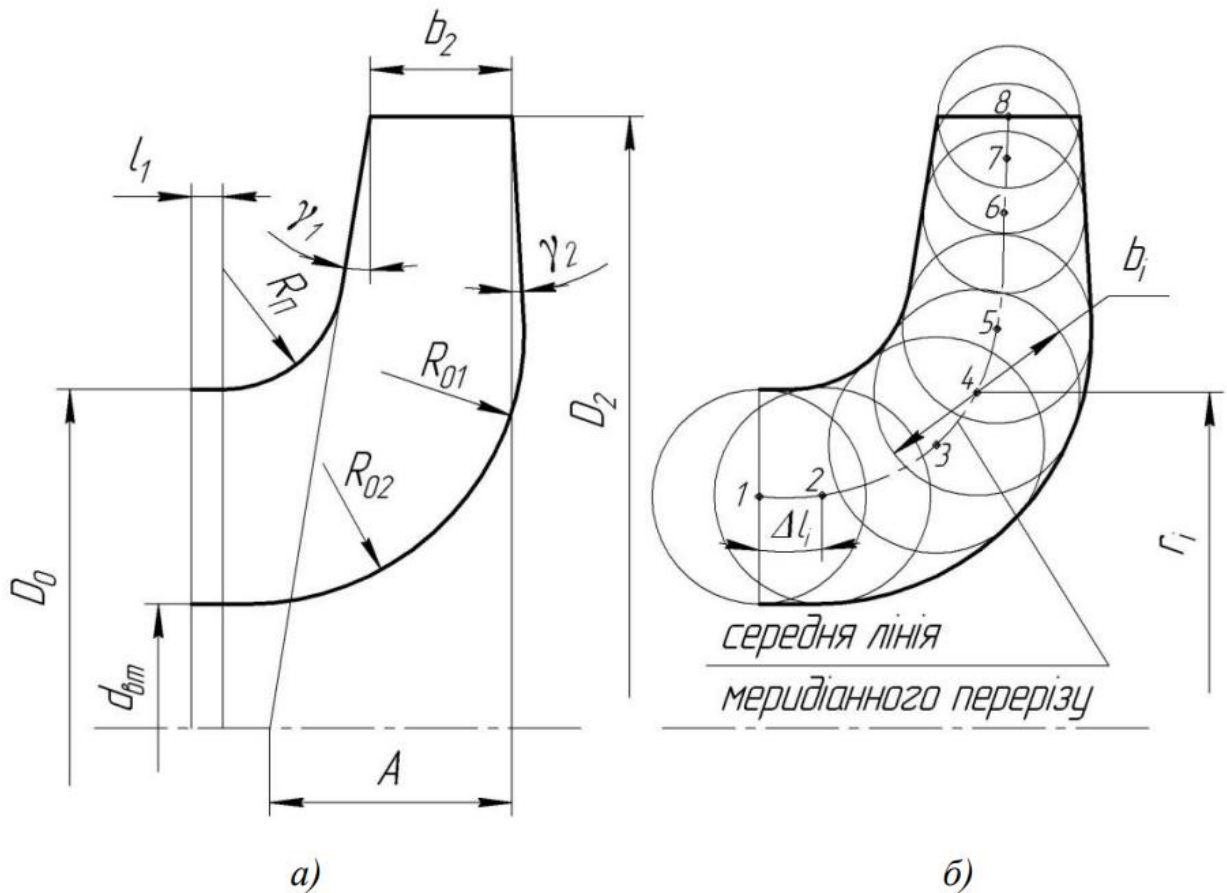


Рисунок 1.4 – До меридіанного перерізу

Метод послідовних наближень використовується для знаходження контурів меридіанного перерізу. Спочатку намічають приблизні контури перерізу, рекомендується орієнтуватися на існуючі робочі колеса з аналогічним коефіцієнтом швидкохідності.

Для визначення характеру зміни площі нормального перерізу поточної частини наміченого меридіанного перерізу, будується графік $F=f(l)$, де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. У намічений меридіанний переріз колеса вписують тонкі лінії від входу до виходу, враховуючи густоту в зоні повороту потоку. Центр першого кола розташовують на лінії, проведеній перпендикулярно до осі колеса через точку, що розташована на відстані l_i від центра дуги радіусом $R_{п}$. Центр останнього кола розташовують на лінії, яка визначається зовнішнім діаметром колеса.

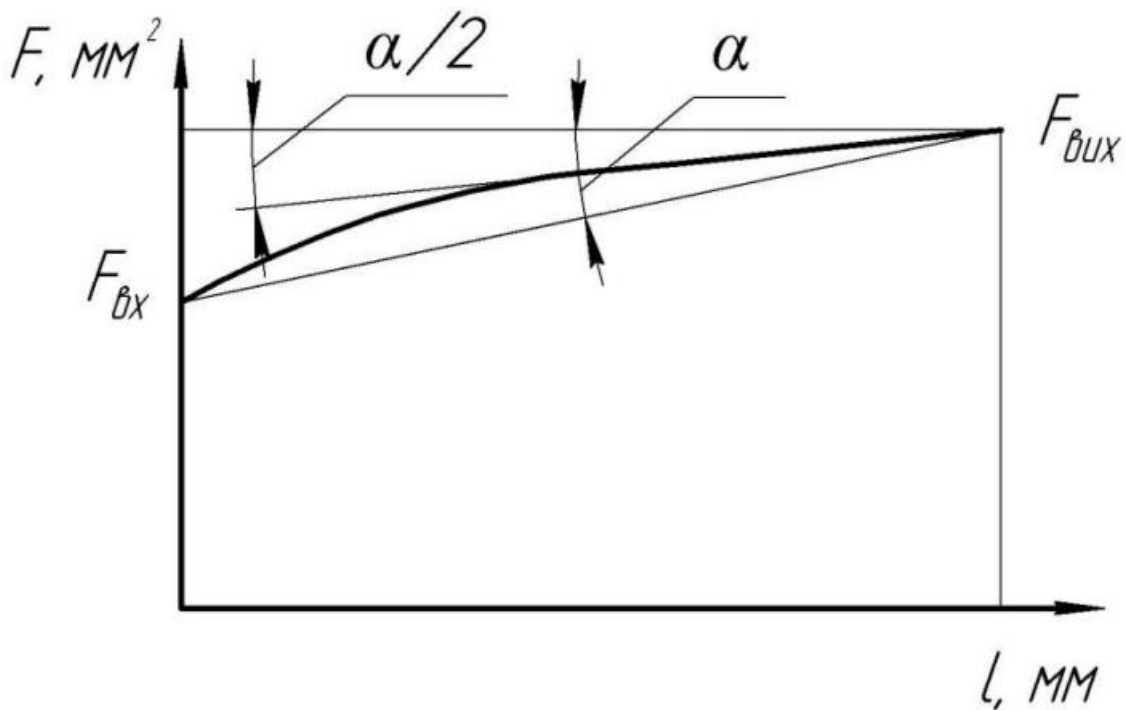


Рисунок 1.5 – Рекомендований графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри описаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

очаткового (на вході у робоче колесо):

$$F_{вх} = \pi 4 D^2 - d b^2 \quad (1.40)$$

інцевого (на виході з колеса):

$$F_{вих} = \pi D^2 b^2 \quad (1.41)$$

- проміжних:

$$F_i = 2 \pi r_i b_i \quad (1.42)$$

де r_i – відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i – діаметр вписаного кола.

Величина r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

За даними таблиці будують орієнтовний графік $F = f(l)$. Відстань Δl_i вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не буде отримано бажаного графіка $F = f(l)$. При цьому зміна форми меридіанного перерізу робочого

к
о
л
е
с
а

Д
о
с
я
г
а
є
т
ь
с
я

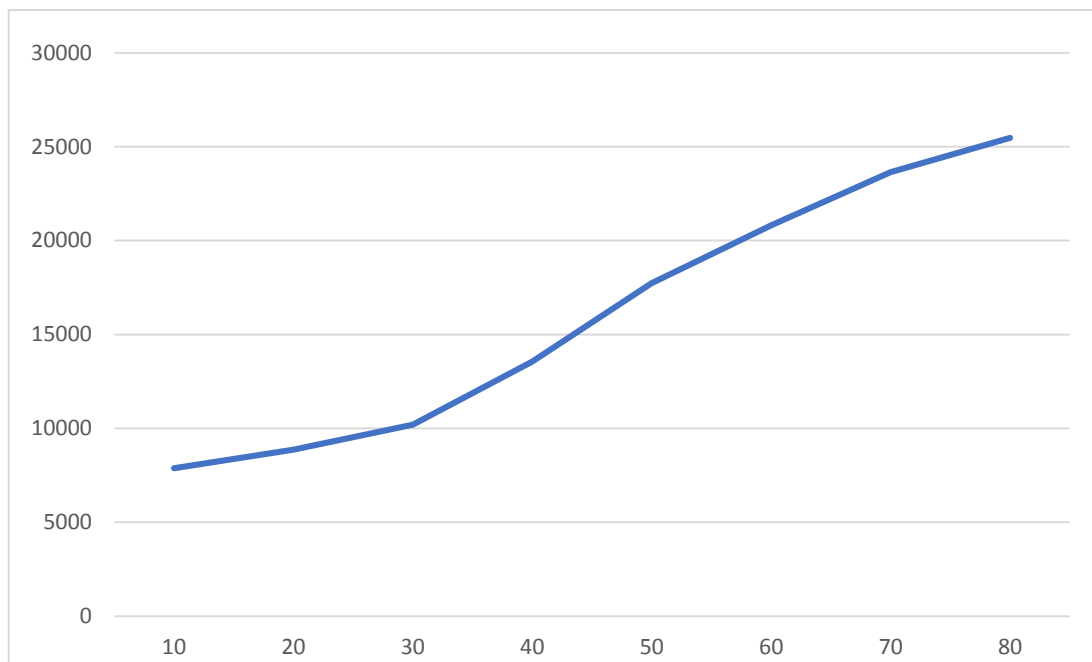


Рисунок 1.7 – Графік зміни меридіанного перерізу

з
а

р
а
х
у
н
о
к

з
м
і
н

Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для підготовки меридіанного перерізу колеса необхідно спочатку побудувати розрахункові лінії течії, що включають нормалі та розподіл меридіанної швидкості вздовж нормалей на меридіанному перерізі колеса.

Нормалі - це лінії, які перпендикулярні до ліній течії. Для наближеного побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса вписують тонкими лініями 8-10 кола, розташовані рівномірно від входу до виходу. Точки дотику вписаних кол з контуром меридіанного перерізу позначають як А і С. Точка О вказує на центр вписаного кола. Проводять відрізки АО, СО і АС, а з точок А та С побудовані промені, перпендикулярні відрізкам АО і СО, що перетинаються в точці К. Від точки К проводиться дуга АС з радіусом $R=KA=KC$, яка визначає нормаль.

Цей процес повторюється для інших нормалей, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль - пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, і остання збігається з лінією меридіанного перерізу, що визначається діаметром D_2 .

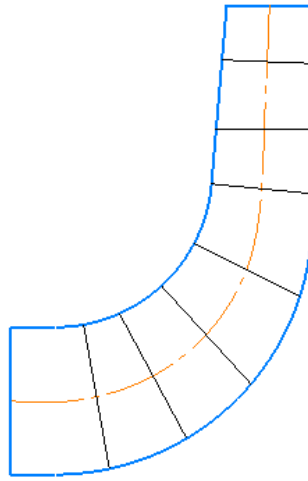


Рисунок 1.8 – Побудова нормалей

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого

к
о
л
е
с
а

м
е
р
и
д
і
а
н
н
а

ш
в
и
д

Таблиця 1.3 – Залежність кількості потоків та кількість перерізів в

з

а	n_s	<100	100-150	150-300	300-450
л	Кількість потоків k				
ж	Кількість розрахункових перерізів n (ліній течії)				

т

і Приймаємо кількість потоків – 2

в

і

д

н

$n_s = 50-150$
 $k=2 \quad n=3$

$n_s = 150-300$
 $k=4 \quad n=5$

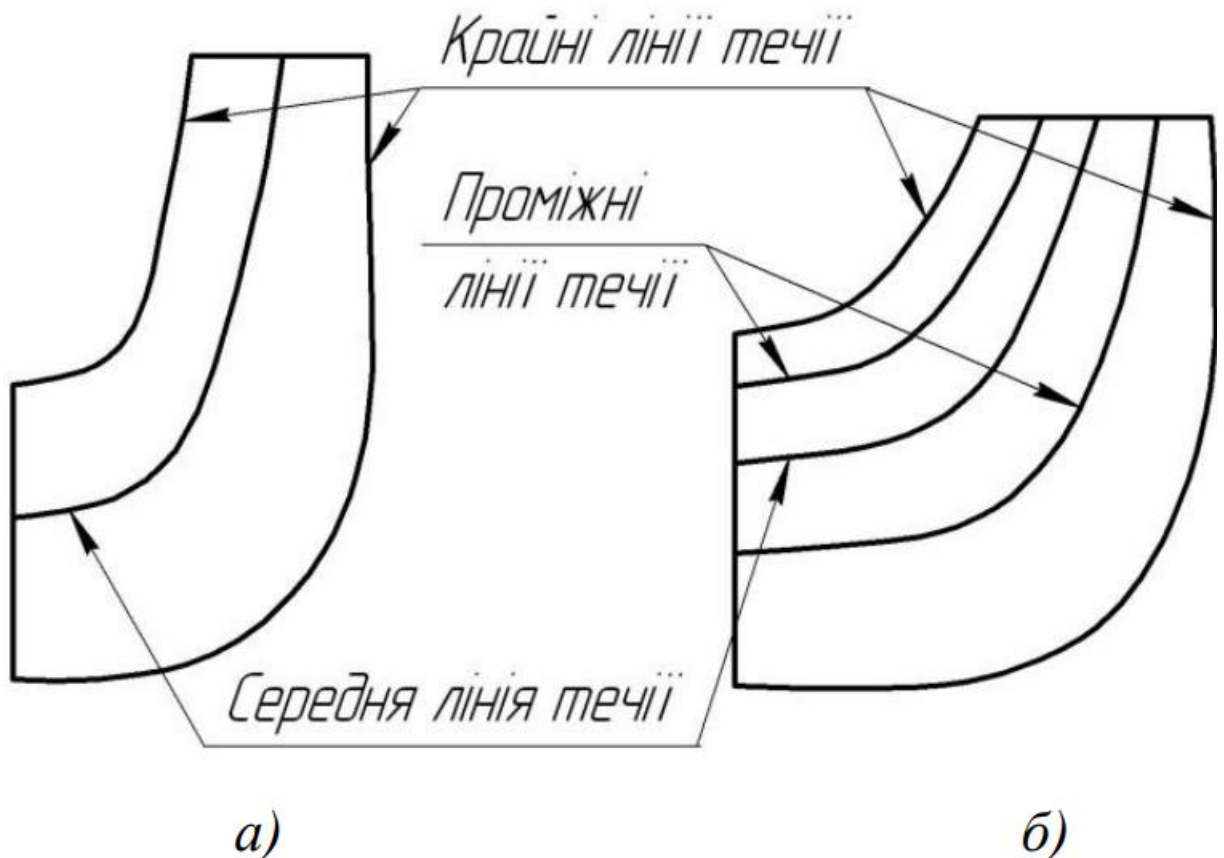


Рисунок 1.9 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, через

кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

=

де $Q_r = Q_p = 3600 \text{ м}^3/\text{год}$ на виїзді з робоче колесо $Q = 2\pi V_m r_{ц.т.} l k$

l – довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.т.}$ – відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.т.} l = const \quad (1.43)$$

Побудову ліній течії починають з розміткою точок на вихідній

к

р

о

$$D O_2 - d k_2 = d k_2 - d k - 12 = \dots = D O_2 - d B T_2 k \quad (1.44)$$

м Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини q . Для цього нормаль розбивають на ділянки l', l'' та l''' (рис. 8). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток $r_{ц.т.} l$. Величини $r_{ц.т.}$ та l визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова $r'_{ц.т.} l' = r''_{ц.т.} l'' = r'''_{ц.т.} l'''$. Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Р Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

С Ділянки нормалі у багатьох випадках унаслідок їх малої кривизни можна змінити на відрізки прямих.

8

)

,

н

а

я

к

і

й

в

і

Профілювання лопаті

Найбільш розповсюдженим методом у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та

п
а
р
а
л
е
л
е
й
)

,
п
р
о
в
е
д
е
н
и
х

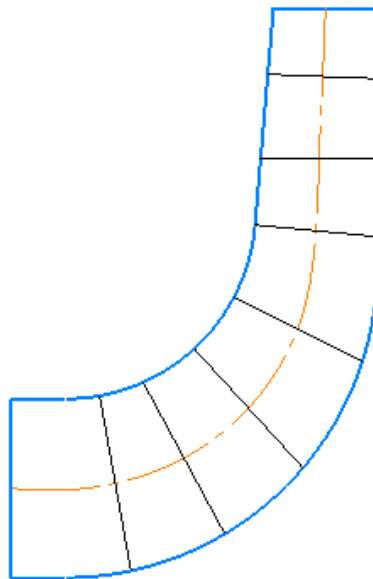


Рисунок 1.10 – Побудова ліній течії

і
з

в
:

Профілювання лопаті

В насособудуванні найпоширенішим методом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на розгортку циліндра (конуса або циліндра), що спрощує конструкцію лопатей. При цьому методі кути лопатей та лінійні розміри зображаються без спотворень та відображають взаємозв'язок між відповідними точками поверхні течії та конформною діаграмою.

Процес профілювання лопатей включає наступні етапи: спочатку будується координатна сітка на поверхні току; потім лопаті профілюються на розгортці циліндра; після цього будуються меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між точками поверхні течії та конформною діаграмою. Сітка на розгортці відображувального циліндра утворюється вертикальними та горизонтальними лініями (меридіанами та паралелями), проведеними з відстанями між ними ΔS та ΔL . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин, а паралелі - концентричним кільцям на поверхні течії. Кут $\Delta\phi$ між меридіанними перерізами визначається, як правило, на рівні $5-10^\circ$, а радіус конформного циліндра $R_{\text{к.ц.}}$ зазвичай приймається у діапазоні 150-200 мм. Формули використовуються для визначення розмірів ΔS та ΔL .

=

де C – стала, що, як правило, береться такою (щоб) дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

=

$$\Pi \quad \pi R_{\text{к.ц.}} \Delta\phi^\circ 180^\circ \quad (1.46)$$

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

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180} = 26,18 \text{ мм}$$

$R_{\text{к.ц.}} = 150 \text{ мм}, C = 10, \Delta\phi = 10^\circ$. Тоді

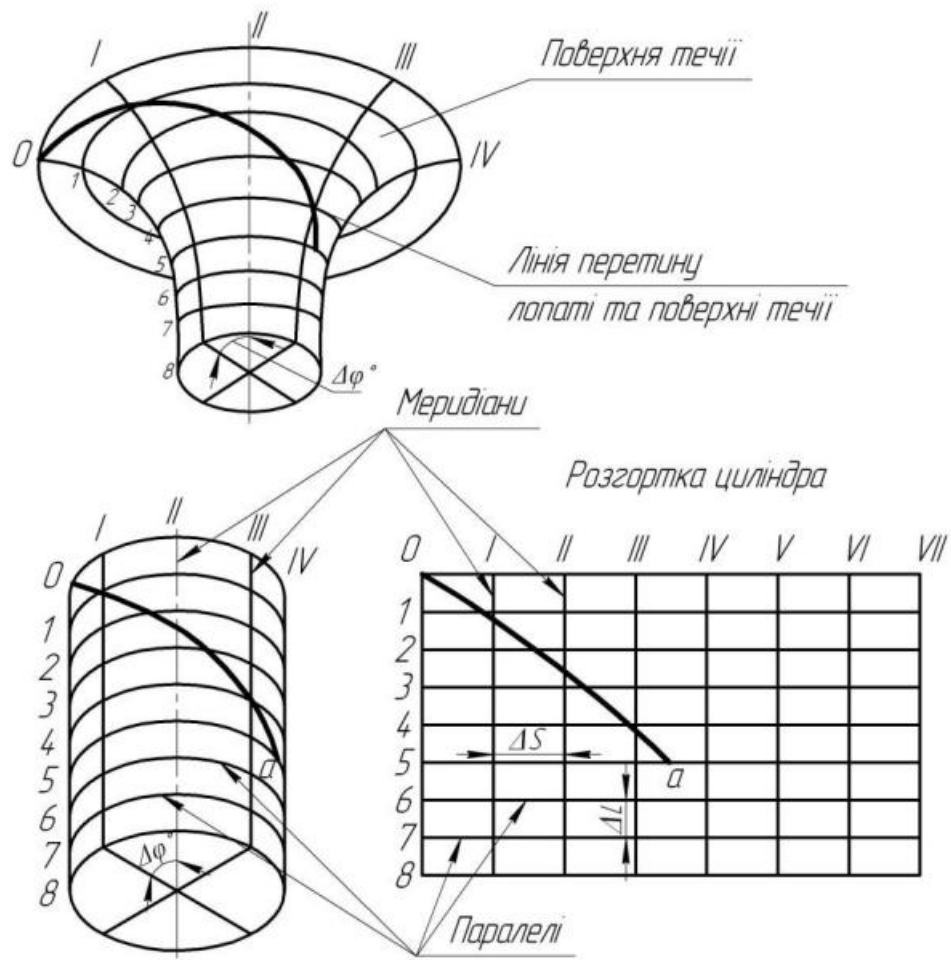


Рисунок 1.11 – Сітка розгортці відображувального циліндра

Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a , b ,

$$r_{icp} \Delta l_i = R_{к.ц.} \Delta L = const \quad (1.47)$$

с

р д

r_{icp} – відстань від осі робочого колеса до середини ΔL .

.

1

0

)

н

а

в

і

д

р

.

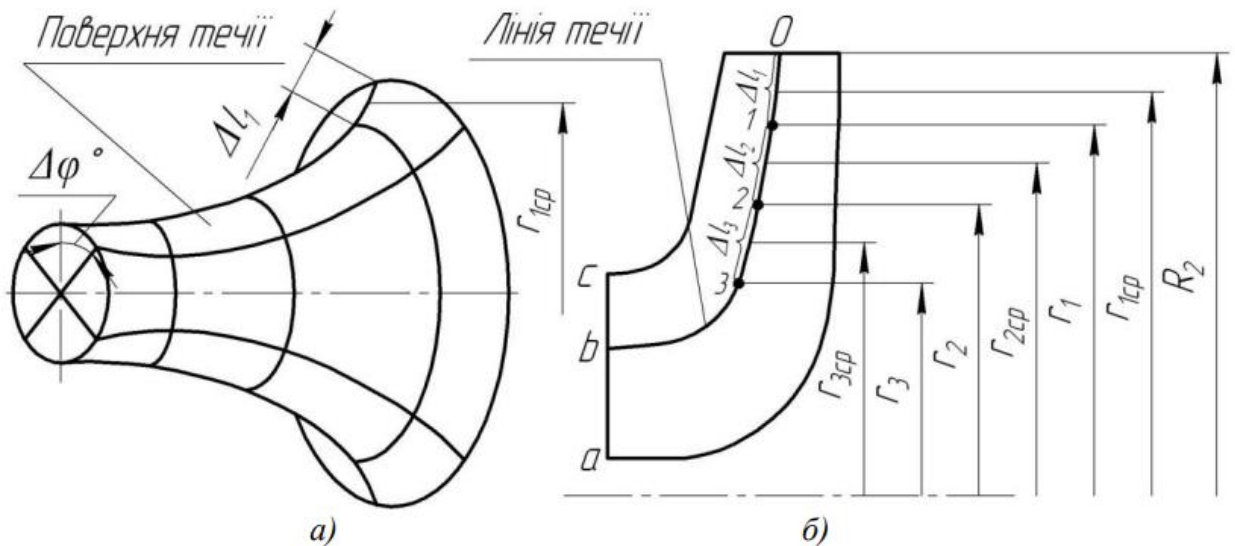


Рисунок 1.12 – Розбивка ліній течії

Д
Л
я

Ц
и

$$l1' = r1cp' \Delta L Rk.ц. \quad (1.48)$$

Л д

є Відкладаючи відрізок $\Delta l_1'$ від вихідної точки 0 вздовж лінії течії у ~~бік входу~~, потім знаходять середину відрізка $\Delta l_1'$ та з креслення визначають уточнену відстань r_{1cp}'' від осі робочого колеса до середини відрізка $\Delta l_1'$. Обчислюють уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

ч

$$l1'' = r1cp'' \Delta L Rk.ц. \quad (1.49)$$

н Якщо величини $\Delta l_1''$ відрізняється від $\Delta l_1'$ більш ніж 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину Δl_1 відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії. Аналогічно визначається

п Наступний відрізок Δl_2 , лише за вихідну точку береться отримана

о точка 1. При цьому у першому наближенні беремо $r_{2cp}' = r_1$. Таким методом розбивається на відрізки Δl кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті.

х Після розбивки кожної течії на відрізки Δl необхідно виконати контроль

і

$Rk.ц. = const, \Delta l = const$. Для поверхні течії (рис. 10 а) $r \neq const$.

Величина відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані r . При розрахунку відрізків Δl можна застосовувати метод послідовного наближення. У

Δl – сумарна довжина відрізків Δl_i ,

l_{0-i} – загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до

с Довжини координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом Θ лопаті, який в основному залежить від n_s (табл. 4).

н

н Таблиця 1.4 – Залежність кута лопаті від n_s

ь	n_s				
о	Θ , град				

ї

Приймаємо кут охопту 120° .

т

о

ч

к

и

р

о

з

м

і

т

к

и

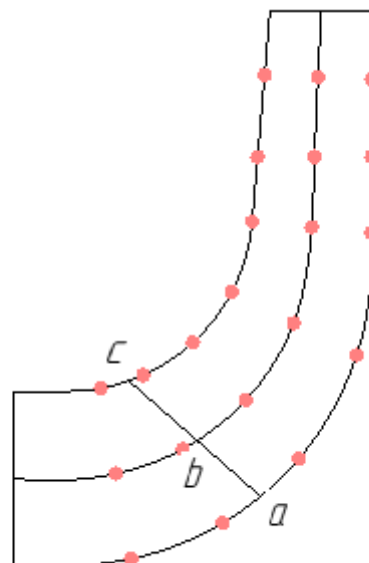


Рисунок 1.13
координатної

– Побудова
сітки

Поверхня лопаті робочого колеса на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

ут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен

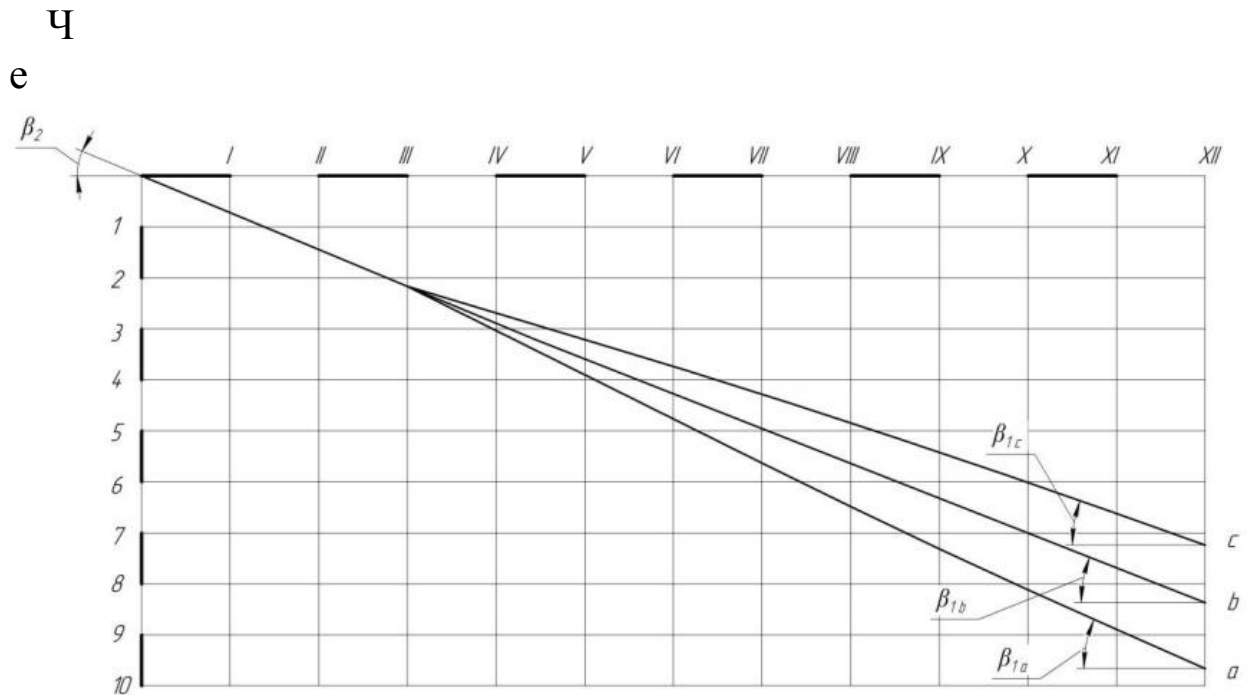
п

л

а

де x_i – відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;
 y_i – відповідна відстань на лінії течії.

Рисунок 1.14 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)



П

Р Для точки а:

О $U_{1a} = \pi D_{1a} n 60 = 3,14 \cdot 0,109 \cdot 3000 60 = 17,11$ (1.54)

В $\beta_{1Pa} = \arctg V_{1m} U_1 = \arctg 8,44 17,11 = 26,1^\circ$ (1.55)

О

$$\beta_{1a} = 26,1 + 3 = 29,1^\circ$$

Д Д

И

М

Я

О

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,125 \cdot 3000}{60} = 19,625$$

Т

Б

Р

Д

О

М

Я

е

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,141 \cdot 3000}{60} = 22,14$$

Н

Т

О

Ч

П

К

И

Д

$$\beta_{1Пb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,44}{19,625} = 23,3^\circ$$

$$\beta_{1a} = 23,3 + 3 = 26,3^\circ$$

$$\beta_{1Пc} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8,44}{22,14} = 20,8^\circ$$

$$\beta_{1c} = 20,8 + 3 = 23,8^\circ$$

Лінії перерізу поверхні лопаті, які проходять через вісь робочого колеса, отримують назву меридіанних перерізів. Ці меридіанні перерізи використовуються для оцінки гладкості профілю лопаті та для подальшого проектування самого робочого колеса. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції проводиться з використанням конформної діаграми. На лініях течії меридіанного перерізу відображаються відповідні точки з конформної діаграми (див. рисунок 12) для кожної лінії течії окремо за допомогою відповідних співвідношень.

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}$$

де x_i – відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;

y_i – відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

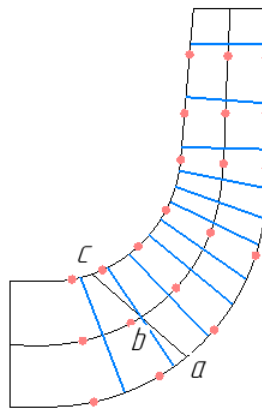
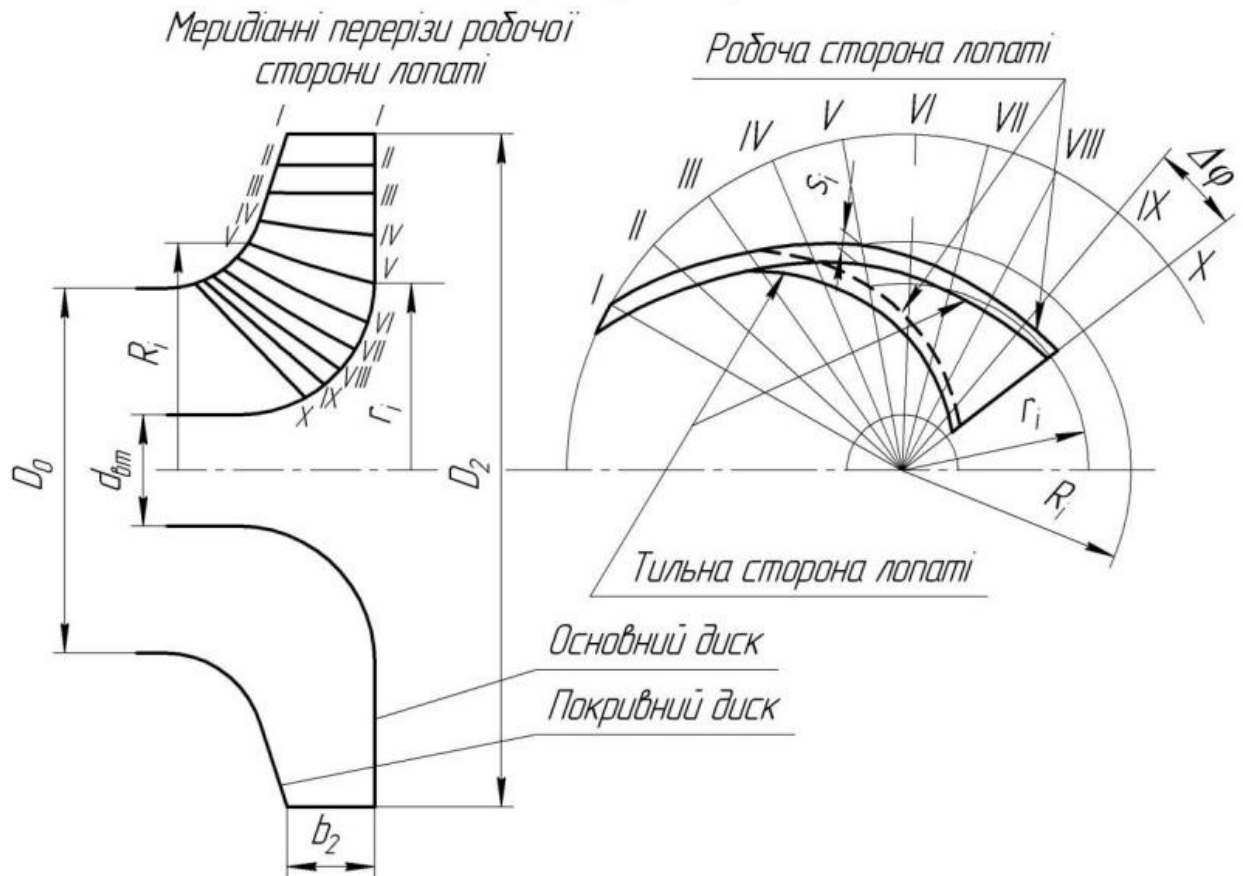


Рисунок 1.15 –
меридіанних
поверхні лопаті
Для більш точної
рекомендується
 ΔL для
ліній течії.

Побудова
перерізів робочої
побудови
будувати перехідні
розрахункових

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 20).

Рисунок 1.16 – Побудова лопаті у плані



D_2 та d_{bm} , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани I, II, III ... тощо з кутовим кроком $\Delta\phi$. Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

На меридіанній проекції вимірюють відстані R_i та r_i від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках, після чого ці відстані переносять на план. Отримані точки з'єднують м'якими кривими, щоб сформувати робочі поверхні лопаті на основному та покривному

д
и
с
к
а
х
.

П
і
с
л

Виконання робочого креслення робочого колеса

Завершальним результатом профілювання лопатей є робоче креслення, на основі якого подальше виготовлення профільованих лопатей буде виконано. Робоче креслення формується відповідно до отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші створюється меридіанний переріз робочого колеса з вказівкою його розмірів. Позначають розташування раніше отриманих меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті, вказуючи їхні координати (або узагальнюючи їх у таблиці). У випадку прямолінійного меридіанного перерізу лопаті достатньо вказати координати лише на крайніх лініях течії (на дисках робочого колеса).

Для криволінійного меридіанного перерізу додається додатковий параметр - радіус кривизни. Товщина лопаті для кожного меридіанного перерізу робочої сторони також підкреслюється. Поруч із меридіанними перерізами створюється план робочого колеса, на якому проводять меридіани I, II, III та інші, з вказаним кутовим кроком $\Delta\phi$. За допомогою цього плану передається раніше створена проекція лопаті, яка відображає вид на колесо з боку входу.

Проектування направляючого апарату

Діаметр початкової окружності D_3 визначаємо за формулою

$$D_3 = 1,03 \div 1,1 \cdot D_2 \quad (1.56)$$

$$D_3 = (1,03 \div 1,1) \cdot 0,298 = 0,307 \div 0,328 \text{ м}$$

Приймаємо $D_3 = 0,310 \text{ м}$

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2 = 0,016 + 0,05 \cdot 0,298 = 0,031 \text{ м} \quad (1.57)$$

Вибираємо число лопаток залежно від числа лопатей робочого колеса:

$$z_{р.к.} = 7;$$

$$z_{н.а.} = 6.$$

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

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

$$\alpha_{зл} = \arctg V_{m3} / V_{u3} \quad (1.58)$$

Тоді:

$$V_{u3} = V_2 \cdot D_2 / D_3 \quad (1.59)$$

$$V_{u3} = 29,7 \cdot \frac{0,298}{0,31} = 28,55 \text{ м/с}$$

$$V_{m3} = Q \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \quad (1.60)$$

$$V_{m3} = \frac{309,6 / 3600}{3,14 \cdot 0,31 \cdot 0,031} = 28,5 \text{ м/с}$$

Отже:

$$\alpha_{зл} = \arctg \frac{28,5}{28,55} = 45^\circ$$

Проектуємо спіральну частину:

$$R_3' = R_3 \cdot e^{2\pi z_{н.а.} \cdot \mu \cdot \tg \alpha_{зл}} \quad (1.61)$$

$$R_3' = 0,155 \cdot e^{\frac{2\pi}{6} \cdot 0,8 \cdot \tg 45^\circ} = 0,36 \text{ м}$$

$$\alpha_3 = R_3' - R_3 \cos \alpha_{зл} - \mu \quad (1.62)$$

$$\alpha_3 = (0,36 - 0,155) \cos 45^\circ - 0,004 = 14 \text{ мм}$$

Розміри дифузорного каналу:

$$l_{диф} = 4,9 \cdot \alpha_3 \quad (1.63)$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 14 = 68,6 \text{ мм}$$

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3 \quad (1.64)$$

$$F_4 = 2,8 \cdot 9,7 = 0,027 \text{ м}^2$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg 0,027 \pi \cdot 0,097 \pi \cdot 0,686 = 9,5^\circ \quad (1.65)$$

Вибираємо число лопаток зворотнього каналу:

$$z_{\text{о.к.}} = z_{\text{н.а.}} = 6$$

2 Розрахунки на міцність

2.1 Сили, що діють на ротор насоса

Розрахунок сил виконувався за методикою [5, 16].

Розрахунок осьової сили виконуємо для двох граничних випадків: нормальної роботи ущільнення та роботи ущільнення за аварійного зношування.

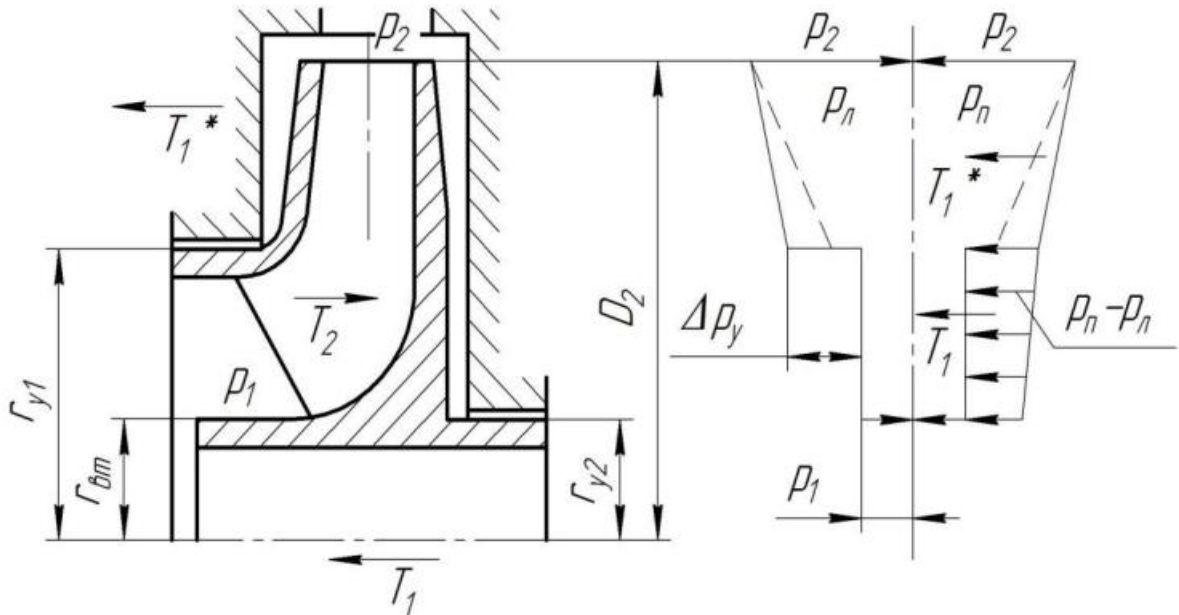


Рисунок 2.1 – Схема ступеня відцентрового насоса із закритим робочим колесом, епюри розподілу тиску у пазухах і осьові сили, що діють на ротор насоса

Для нормальної роботи ущільнення:

$$T_1 = \pi \rho g r_{y1}^2 - r_{y2}^2 H_p - U^2 28 g (1 - r_{y1}^2 + r_{y2}^2) r_{y2}^2 \quad (2.1)$$

де $H_p = H \left(1 - \frac{V_{u2}}{U_2}\right)$ – потенційний напір робочого колеса,

о

$$r_{y1} = 3,14 \cdot 900 \cdot 9,81 \cdot (0,0925^2 - 0,06^2)$$

$$\cdot \left[0,7 \cdot \frac{850}{8} - \frac{46,76^2}{8 \cdot 9,81} \left(1 - \frac{0,0925^2 + 0,06^2}{2 \cdot 0,06^2} \right) \right] = 12854 \text{ Н}$$

У випадку аварійної роботи ущільнення виникає додаткова сила

о

о

$$T_1^* = \pi \rho g r_{y2}^2 - r_{y1}^2 U^2 28 g r_{y2}^2 r_{y2}^2 - r_{y1}^2 \ln r_{y2}^2 r_{y1}^2 + r_{y2}^2 + r_{y1}^2 r_{y2}^2 -$$

о

$$= \frac{H_p = 0,6 - 0,8 H}{r_{y2}^2 - r_{y1}^2 U^2 28 g r_{y2}^2 r_{y2}^2 - r_{y1}^2 \ln r_{y2}^2 r_{y1}^2 + r_{y2}^2 + r_{y1}^2 r_{y2}^2 - 2}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 900 \cdot 9,81(0,06^2 - 0,0925^2) \frac{46,76^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,06^2}{0,06^2 - 0,0925^2} \ln \frac{0,06^2}{0,0925^2} + \frac{0,06^2 + 0,0925^2}{2 \cdot 0,06^2} - 2 \right) = 15948 \text{ Н}$$

Динамічна складова осьової сили T_2 , обумовлена натіканням потоку і зміною його осьового напрямку руху на радіальний

$$T_2 = \rho \cdot Q_{p.k.} \cdot V_0 \quad (2.3)$$

$$T_2 = 900 \cdot \left(\frac{309,6}{3600} \right) \cdot 6,75 = 522 \text{ Н}$$

Сумарна сила, яка діє на одне колесо

$$T_1 - T_2 + T_1^* = 12854 - 522 + 15948 = 28280 \text{ Н} \quad (2.4)$$

2.2 Розрахунок торцевого ущільнення

Розрахунок торцевого ущільнення виконувався за методикою

Коефіцієнт врівноваження ущільнення [1]

=

де $p_{\text{пит}}$ – тиск на контактних поверхнях ущільнюючих кілець;

p_0 – тиск перед ущільненням;

F – площа контакту в ущільненні.

–

=

$$F = \pi d_{\text{зовн}}^2 - d_{\text{вн}}^2 = 3,14 \cdot 0,185^2 - 0,112^2 = 0,13524 = 0,0126 \text{ м}^2 \quad (2.6)$$

П

$$F = \pi d_{\text{зовн}}^2 - d_{\text{вн}}^2 = 3,14 \cdot 0,185^2 - 0,112^2 = 0,11024 = 0,0174 \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

л

о

$$K = \frac{f}{F} = \frac{0,0126}{0,0174} = 0,724$$

Щ Умова виконується.

а Втрати потужності в ущільненні, кВт

,

=

д

$$N = 6 \cdot b \cdot d_{\text{сер}}^2 \cdot f \cdot p_{\text{пит}} \cdot n \quad (2.8)$$

є

а

$$d_{\text{сер}} = d_{\text{зовн}} + d_{\text{вн}} = 0,185 + 0,112 = 0,1475 \text{ м} \quad (2.9)$$

–

$$p_{\text{пит}} = K \cdot p_0 = 0,724 \cdot 5 \cdot 10^5 = 3,62 \cdot 10^5 \text{ Па} \quad (2.10)$$

ш Тоді

к

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot 0,01 \cdot 0,1475^2 \cdot 0,1 \cdot 3,62 \cdot 10^5 \cdot 3000 = 0,382 \text{ кВт}$$

р

в

ф

ф

г

д

є

ю

ц

ц

н

с

я

б

р

о

в

р

о

в

о

р

ю

ц

ц

н

с

я

б

р

2.3 Розрахунок реакцій у опорах валу

Розрахунок згинаючих моментів виконувався за методикою

Для початку проводився розрахунок реакцій у опорах валу за розрахунковою схемою, показаною на рис. 2.2.

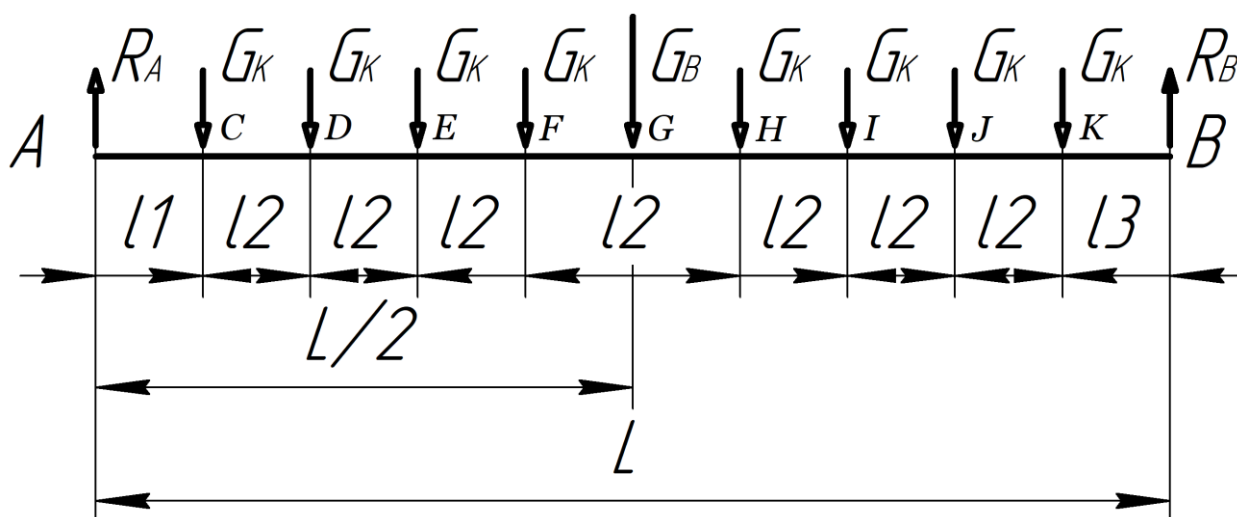


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема валу

Сума моментів відносно точки А

$$\Sigma M_A = 0$$

$$GK \cdot l_1 + GK \cdot l_1 + l_2 + GK \cdot l_1 + 2l_2 + GK \cdot l_1 + 3l_2 + GK \cdot l_1 + 4l_2 + GK \cdot l_1 + 5l_2$$

Тоді

$$RB = GB \cdot L_2 + GK \cdot 8l_1 + 28l_2L = 705 \cdot 17052 + 808 \cdot 675 + 28 \cdot 951705 = 731$$

Сума моментів відносно точки В

$$\Sigma M_B = 0$$

$$GK \cdot l_3 + GK \cdot l_3 + l_2 + GK \cdot l_3 + 2l_2 + GK \cdot l_3 + 3l_2 + GK \cdot l_3 + 4l_2 + GK \cdot l_3 + 5l_2 + GK \cdot l_3 + 6l_2 + GK \cdot l_3 + 7l_2 + GB \cdot$$

$$L_2 - RA \cdot L = 0 \quad + \quad (2.13)$$

Тоді

$$RA = GB \cdot L_2 + GK \cdot 8l_3 + 28l_2L = 705 \cdot 17052 + 808 \cdot 555 + 28 \cdot 951705 = 685$$

Зминальний момент в точках 2

С

$$MC = RA \cdot l_1 = 685 \cdot 0,675 = 462 \text{ Н} \quad (2.15)$$

D

$$MD = RA \cdot l_1 + l_2 - GK \cdot l_2 = 685 \cdot 0,675 - 0,095 - 80 \cdot$$

$$=$$

$$H$$

E

$$M_E = R_A \cdot (l_1 + 2l_2) - G_K \cdot 2l_2 - G_K \cdot l_2 = 685 \cdot (0,675 - 2 \cdot$$

$$0,095) - 80 \cdot 2 \cdot 0,095 - 80 \cdot 0,095 = 309 \text{ H} \quad (2.17)$$

F

$$MF = RA \cdot l_1 + 3l_2 - GK \cdot 3l_2 - GK \cdot 2l_2 - GK \cdot l_2 = 685 \cdot 0,675 - 3 \cdot 0,095 - 80 \cdot 3$$

H

$$MH = RA \cdot l_1 + 4l_2 - GK \cdot 4l_2 - GK \cdot 3l_2 - GK \cdot 2l_2 - GK \cdot l_2 = 685 \cdot 0,675 - 4 \cdot 0,$$

I

$$M_I = R_A \cdot (l_1 + 5l_2) - G_K \cdot 5l_2 - G_K \cdot 4l_2 - G_K \cdot 3l_2 - G_K \cdot 2l_2 -$$

$$G_K \cdot l_2 = 685 \cdot (0,675 - 5 \cdot 0,095) - 80 \cdot 5 \cdot 0,095 - 80 \cdot 4 \cdot 0,095 -$$

$$80 \cdot 3 \cdot 0,095 - 80 \cdot 2 \cdot 0,095 - 80 \cdot 0,095 = 23 \quad (2.20)$$

J

$$MJ = RA \cdot l_1 + 6l_2 - GK \cdot 6l_2 - GK \cdot 5l_2 - GK \cdot 4l_2 - GK \cdot 3l_2 - GK \cdot 2l_2 - GK \cdot l_2 =$$

.

.

.

K

$$MJ = RA \cdot l_1 + 7l_2 - GK \cdot 7l_2 - GK \cdot 6l_2 - GK \cdot 5l_2 - GK \cdot 4l_2 - GK \cdot 3l_2 - GK \cdot 2l_2$$

$$- GK \cdot l_2 = 685 \cdot 0,675 - 7 \cdot 0,095 - 80 \cdot 0,095 - 80 \cdot 6 \cdot 0,095 - 80 \cdot 5 \cdot 0,095 -$$

.

.

За результатами розрахунків була побудована епюра згинальних моментів (рис. 2.3).

.

.

.

.

.

.

.

.

.

.

.

.

.

.

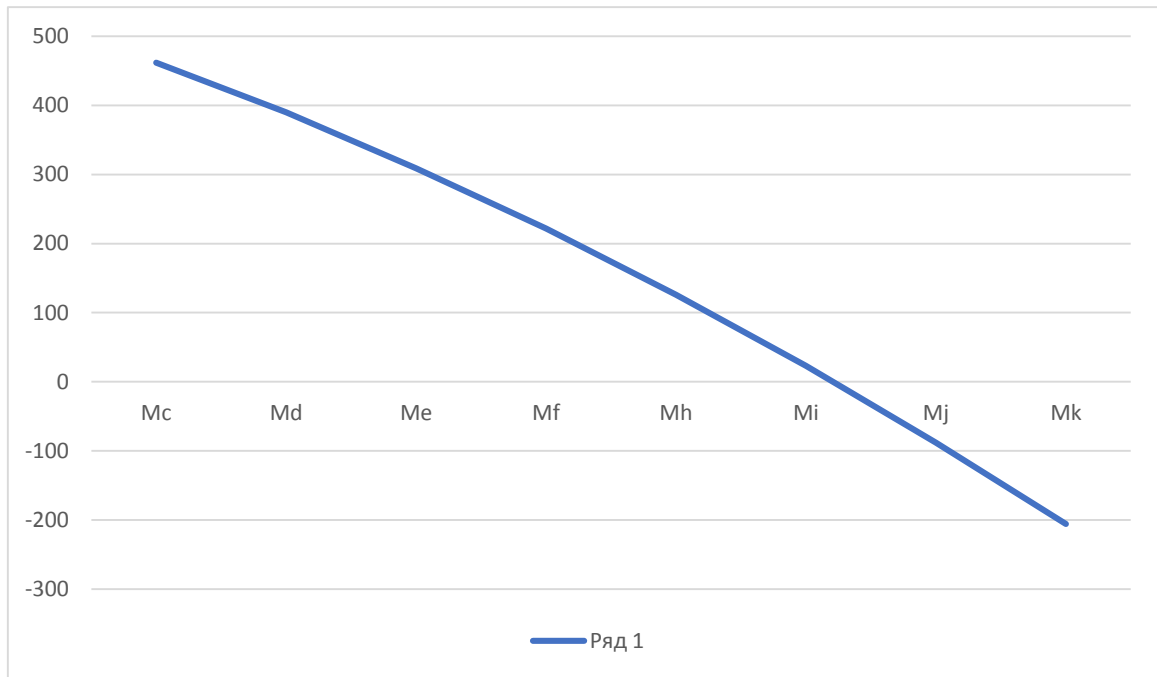


Рис. 2.3 Еюра згинальних моментів.

2.4 Розрахунок підшипників

Розрахунок підшипника ковзання проводимо для більш навантаженої опори В згідно [1].

Довжина підшипника

$$\text{Приймаємо } 1 \dots 1,5d = 1 \dots 1,5 \cdot 65 = 65 \dots 97,5 \text{ мм} \quad (2.15)$$

$$L = 75 \text{ мм.}$$

Відносна довжина підшипника

$$\lambda = \frac{75}{65} = 1,15$$

Коефіцієнт несучої здатності

$$K_H = \lambda^2 \cdot R_{B20} \cdot \mu \cdot \omega \cdot r^3 \cdot L^2 \quad (2.16)$$

д

е

Тоді

$$K_H = \frac{1,15^2 \cdot 731}{20 \cdot 6,8 \cdot 10^{-5} \cdot 314 \cdot 0,0325^3 \cdot \frac{0,075}{2}} = 0,176$$

к

у 3

рис. 119 [1] визначаємо робоче значення ексцентриситету ε і кут

е

$$\varepsilon = 0,9 \text{ рад}$$

а Мінімальний зазор

$$h_{\min} = \delta \lambda - \varepsilon = 0,11,15 - 0,58 = 0,057 \text{ мм} \quad (2.17)$$

ш За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт торцевої витрати мастила

$$q_1 = 0,95$$

н Тоді торцева витрата мастила

$$Q_1 = \delta \cdot \omega \cdot r^2 q_1 = 0,1 \cdot 314 \cdot 32,52 \cdot 0,95 = 0,49 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.18)$$

к За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт циркуляційної витрати

ш

а Тоді циркуляційна витрата мастила

$$Q_2 = \delta \cdot \omega \cdot r^2 q_2 = 0,1 \cdot 314 \cdot 32,52 \cdot 1,1 = 0,56 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.19)$$

с Загальна витрата

н

$$Q = Q_1 + Q_2 = 0,49 + 0,56 = 1,05 \text{ м}^3/\text{год} \quad (2.20)$$

д

$$\Phi_{\text{тр}} = 2,4$$

е Момент тертя

р

т

ш

а

$$M_{тр} = 3\mu\omega r^4 \delta\Phi_{тр} = 3 \cdot 6,8 \cdot 10^{-6} \cdot 314 \cdot 0,032540,1 \cdot 2,4 = 1,71 \cdot 10^{-6}$$

Потужність тертя

$$N_{тр} = M_{тр} \cdot \omega = 1,71 \cdot 10^{-6} \cdot 314 = 5,2 \text{ Вт} \quad (2.22)$$

2.5 Розрахунок валу на міцність

Розрахунок валу виконувався за методикою [19,20]

Крутний момент у поперечному перетині 2801,6 Н·м. Діаметр

в

а Коефіцієнт запасу міцності:

л

=

у Де амплітуда та середнє напруження від нульового (циклу)

$$d\P=110 \text{ мм} \quad \tau_w = \tau_m = \tau_{max} 2 = M 2 W_k \quad (2.24)$$

п

р

$$W_k = \pi d^3 16 - b t 1 d - t 1 2 d \quad (2.25)$$

и

й

$$W_k = \frac{3,14 \cdot 110^3}{16} - \frac{8 \cdot 4(110 - 4)^2}{2 \cdot 110} = 259574 \text{ мм}^3$$

м Тоді

а

є

$$\tau_v = \tau_m = \frac{2801,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 259574} = 5,4 \text{ МПа}$$

м п

θ Розраховуємо:

ї

ї

ї

ї

$$s = \frac{2801,6}{\frac{1,68}{0,76} \cdot 5,4 + 0,1 \cdot 5,4} = 224,5$$

а Умова міцності валу

є

$$224,5 > [s]$$

м Оскільки $[s] = 2,5$, то умова виконується.

о

$k\tau=1,68$, $\varepsilon\tau=0,76$ та $\psi\tau=0,1$.

2.6 Розрахунок на міцності шпонкових з'єднань

Усі розрахунки на міцність виконувалися за методикою [19,20]

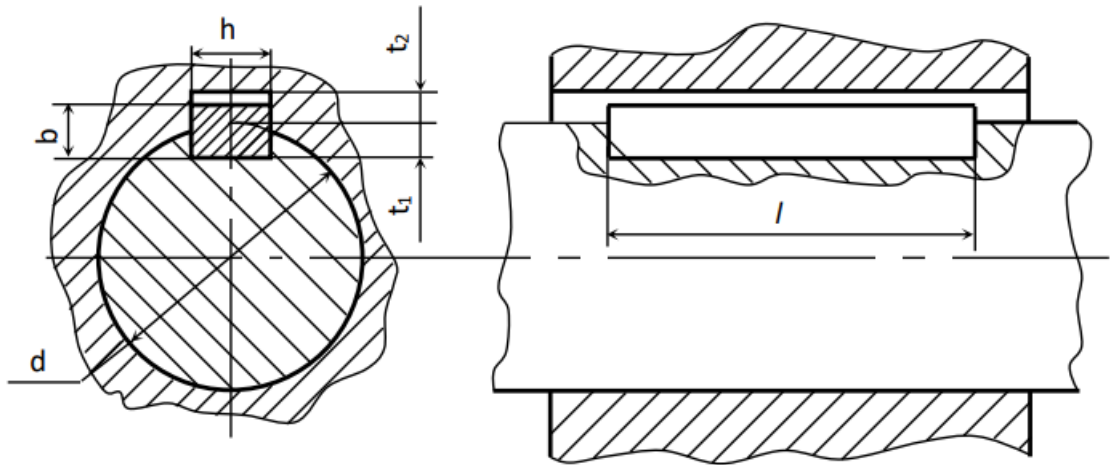


Рисунок 2.3 – Схема шпонкового з'єднання

Перевіряємо на міцність шпонку під РК.

Допустиме напруження зминання при сталій маточині рівне 100-120 МПа.

Р

$$\sigma_{зм} = 2Mdh - t1l - b \quad (2.26)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2801,6 \cdot 10^3}{110(7 - 3,3)(50 - 8)} = 327,8 \text{ МПа}$$

і Умова міцності виконується.

р

и

ш

п

о

н

о

к

*

*

=

*

*

0

Тоді напруження зминання

Вибір електродвигуна

Даний розділ було обраховано за методикою [5, 16].

Раніше було пораховано споживну потужність насоса, Вт

$$N = 799728 \text{ Вт} = 800 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром

$$N_{ДВ} = k \cdot N \quad (2.27)$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N_{ДВ} = 1,1 \cdot 800 = 880 \text{ кВт}$$

Виходячи з частоти обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираємо тип та марку двигуна.

Рисунок – 3.1 В якості приводу насоса вибирається електродвигун 4А355М2У3

Потужність кВт	
Кількість обертів об/хв	
ККД %	
k_{max}	
$k_{п}$	

Розділ з охорони праці

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи на машинобудівному підприємстві

Література, яка була була використана [1,2,3,4]

Шкідливі виробничі фактори – це впливові чинники у робочому середовищі та трудовому процесі, які можуть призвести до професійних захворювань, тимчасового або стійкого зниження працездатності, збільшення частоти захворювань та негативних впливів на здоров'я нащадків. Працівники, які працюють у сфері, пов'язаній із шкідливим та небезпечним виробництвом, мають право на різноманітні пільги та компенсації. Це включає в себе забезпечення лікувально-профілактичним харчуванням, надання молока чи еквівалентних продуктів, газованої солоної води, оплачувані перерви на санітарно-оздоровчі заходи, скорочення робочого часу, додаткові оплачувані відпустки, пільгові пенсії, підвищену оплату праці та інші пільги, які визначені законодавством.

Класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Метою системи охорони праці на підприємстві є оцінка умов та характеристик трудового процесу з погляду їх впливу на здоров'я та життя працівників. Для досягнення цього завдання державою визначено ряд критеріїв оцінки, які сприяють визначенню ступеня безпеки умов праці на підприємствах з наявністю найманих працівників. Законодавство в Україні визначає основні шкідливі та небезпечні виробничі фактори, серед яких можна виділити:

істичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

непридатний мікроклімат у приміщенні, включаючи температуру, вологість, вентиляцію повітря, а також інфрачервоне або ультрафіолетове випромінювання.

барометричний тиск; постійні електричні поля і випромінювання;

небезпечні іонізуючі випромінювання; високий рівень промислових шумів і вібрацій (місцеві або загальні);

едостатнє природне або технічне освітлення в робочих приміщеннях.

імічні фактори, що становлять небезпеку на виробництві, передбачають використання небезпечних речовин хімічного походження.

агальна організація робочого процесу на підприємстві:

ізична напруга, пов'язана з обсягом фізичних зусиль, навантаженням на опорно-руховий апарат, серцево-судинну, дихальну та інші системи життєдіяльності організму працівника, є складовою тяжкості праці. Це включає такі фактори, як фізичне навантаження, наприклад, маса вантажу, який потрібно підняти і перемістити працівникові, об'єм статичного навантаження, незручна робоча поза та інші аспекти.

нтенсивність праці, яка представлена навантаженням на центральну нервову систему, органи чуття, психологічний стан робочого (наприклад, інтелектуальні або емоційні навантаження, монотонність роботи).

Визначення класу, ступеня тяжкості та напруженості праці

Шкідливі та небезпечні фактори на виробництві, а також їх класифікація, визначені відповідними нормативно-правовими документами. Оцінка тяжкості і напруженості праці ґрунтується на ключових і допоміжних показниках, які є характерними для конкретного робочого місця. Основними показниками важкості праці є:

ізичне динамічне навантаження;

стереотипні робочі рухи;
татичне навантаження; переміщення в просторі.

Основними показниками напруженості в праці є:

ривалість зосередження уваги або щільність сигналів;
ступінь ризику для власного життя і життя інших осіб
ступінь відповідальності за життя інших осіб;
мінність при роботі тільки в нічну зміну.

4.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском

На підприємствах широко використовують посудини, які операційно діють під тиском (ПВТ). Ця категорія включає в себе різні типи обладнання, такі як варильні котли для різних завдань, випарні апарати, автоклави, стерилізатори, ресивери компресорів, апарати і посудини для холодильних установок, сатуратори для виготовлення газованої води, газові балони. Термін "посудини, що працюють під тиском," вказує на те, що це герметичні ємності, які призначені для проведення хімічних і теплових процесів, а також для зберігання та транспортування стиснених, зріджених і розчинених газів і рідин за певним тиском.

Основна загроза при експлуатації таких судин полягає в ризику їх руйнування під час раптового адіабатичного розширення газів і парів, що викликає фізичний вибух. У разі фізичного вибуху енергія стиснутого середовища за короткий період часу перетворюється на кінетичну енергію осколків розбитого резервуара і ударну хвилю. Особливо небезпечні вибухи у судинах, що містять горючі речовини, оскільки осколки розбитих контейнерів, навіть при значній масі (до декількох тонн), можуть розлітатися на велику відстань, викликаючи

руйнування будівель, технічного обладнання та викликаючи пожежі, що може призвести до втрат людей. Під час вибухів судин виникають великі потужності, спричиняючи значні руйнування. Наприклад, потужність, яка вивільняється при розриві судини об'ємом 1 м^3 , що містить повітря під тиском $1,2 \text{ МПа}$, протягом $0,1 \text{ с}$, складає 28 МВт .

Найбільш поширеними причинами аварій і вибухів у судинах, які працюють під тиском, є:

евідповідність конструкції максимально допустимому тиску і температурі: Це може включати неправильне проектування або виготовлення судин, які не відповідають вимогам безпеки.

еревищення тиску понад граничне значення: Надмірний тиск може призвести до руйнування судин і спричинити аварії.

трата механічної міцності апарату: Це може бути викликано корозією, внутрішніми дефектами металу чи місцевими перегрівками, що погіршують структуру матеріалу.

едотримання встановленого режиму роботи: Відхилення від рекомендованого режиму може призвести до несправностей і аварій.

едостатня кваліфікація обслуговуючого персоналу: Неправильне обслуговування і експлуатація судин може створювати ризики.

ідсутність технічного нагляду: Недостатній контроль і нагляд за станом судин може призвести до непередбачених ситуацій.

Вимоги до безпеки, які ставляться до проектування, виготовлення та експлуатації судин, що працюють під тиском, визначені Правилами пристроїв і безпечної експлуатації таких судин.

Основні вимоги до ПВТ

Конструкція судин повинна гарантувати надійність, тривалу службу та безпеку протягом розрахункового терміну експлуатації. Вона також повинна передбачати можливість проведення технічного обстеження, очищення, промивання, повного вивантаження, продування, ремонту та експлуатаційного контролю металу та з'єднань.

Посудини повинні бути обладнані достатньою кількістю оглядових люків для забезпечення можливості візуального огляду, очищення та проведення ремонтних робіт. Ці люки також мають дозволяти встановлення та демонтаж внутрішніх розбірних пристроїв.

Матеріали, які використовуються для виготовлення посудин, повинні гарантувати їхню надійну роботу протягом розрахункового терміну служби, враховуючи умови експлуатації, такі як розрахунковий тиск, мінімальна та максимальна розрахункова температура, а також характер та склад середовища (корозійна активність, вибухонебезпечність, токсичність і інші фактори), а також вплив температури оточуючого середовища. Гідравлічному випробуванню підлягають всі посудини після їх виготовлення.

Під час гідравлічного випробування використовується вода з температурою від 5 °С до 40 °С, якщо технічні умови не вказують конкретний діапазон температур. Важливо уникати крихкого руйнування під час гідравлічного випробування, забезпечуючи відповідні умови температури і застосовуючи воду для уникнення небажаних ефектів.

Посудину вважають такою, яка успішно пройшла гідравлічне випробування, якщо під час нього не було виявлено:

- єчі, тріщин, слізок, потіння в зварних з'єднаннях і на основному металі;
- єчі в роз'ємних з'єднаннях;
- видимих залишкових деформацій, падіння тиску по манометру.

Кожна посудина має бути постачена виготовлювачем з паспортом встановленого зразка. До цього паспорта повинна додаватися інструкція з монтажу та експлуатації. Паспорт посудини повинен бути складений російською мовою, а за бажанням замовника - також на іншій мові.

Табличка на кожній посудині повинна бути встановлена відповідно до встановлених стандартів.

Для управління роботою і забезпечення безпечних умов експлуатації посудини відповідно до її призначення повинні бути оснащені наступними елементами:

апірна або запірно-регулююча арматура: Дозволяє керувати потоком робочого середовища та регулювати робочі параметри. риладами для вимірювання тиску: Дозволяють визначати поточний тиск усередині посудини.

риладами для вимірювання температури: Необхідні для моніторингу температурного режиму усередині посудини.

апобіжними пристроями: Сприяють запобіганню перевищенню допустимих значень тиску чи температури, забезпечуючи безпеку експлуатації.

окажчиками рівня рідини: Використовуються для визначення рівня робочого середовища усередині посудини.

Ці елементи сприяють ефективному управлінню та надійній експлуатації посудини, забезпечуючи безпеку робочого процесу.

4.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації

Керівники підприємств повинні напередодні ретельно підготувати та впровадити комплекс заходів з метою забезпечення пожежної безпеки на виробництві. Пріоритетною задачею є розробка плану евакуації у випадку пожежі. У цьому плані повинні бути чітко визначені такі аспекти:

ляхи евакуації: Яско вказати маршрути, якими слід рухатися для ефективної евакуації персоналу.

вакуаційні виходи: Зазначити місцезнаходження виходів, призначених для організованого виходу людей з приміщень з

урахуванням можливого впливу небезпечних факторів пожежі.

Це дозволить ефективно та безпечно організувати процес евакуації та максимально зменшити ризик впливу пожежі на працівників та об'єкти виробництва.

Вимоги до евакуаційних виходів

Евакуаційні виходи в першу чергу повинні мати такі характеристики:

едуть безпосередньо на вулицю: Гарантує прямий доступ до вулиці, щоб працівники могли негайно вийти з будівлі.

едуть до сходового майданчика, коридору або вестибюлю: Забезпечують шлях до зон, з яких можна вийти назовні, забезпечуючи безпечний вихід.

едуть в суміжні приміщення: Мають вогнестійкі властивості, які дозволяють людям укритися від пожеж, якщо ці приміщення відносяться до груп А, Б і В за вибухопожежною та протипожежною класифікацією і мають вихід на зовнішню територію або сходову площадку.

Під час вимушеної евакуації можуть використовуватися також запасні виходи, які, хоча і закриті для щоденного руху людей, можуть бути відкриті для негайного виходу в екстрених ситуаціях.

Вимоги до шляхів евакуації

Евакуаційні шляхи - це маршрути, призначені для виведення людей з приміщень до евакуаційних виходів під час екстрених ситуацій, таких як пожежа чи інші небезпеки. Ці шляхи можуть бути різноманітними і розташовуватися в різних частинах будівлі. Найбільш поширеними евакуаційними шляхами є:

роходи та коридори: Простори, які з'єднують різні частини будівлі та дозволяють пересуватися між ними.

ходи: Конструкції, які з'єднують різні рівні будівлі і можуть слугувати як шлях для спуску або підйому.

амбури, фойє, холи, вестибюлі: Простори поблизу входів, які

можуть використовуватися для організації евакуації та збору людей.

Евакуаційні маршрути мають бути розташовані так, щоб кожна людина могла легко та швидко досягти найближчого евакуаційного виходу, забезпечуючи ефективну та безпечну евакуацію в разі необхідності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
2. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
3. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
4. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
5. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
6. Панченко В. О. 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.
7. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. —
8. Rzebeaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzebeaeva, E. E. Rzebeaev. – Sumy : Sumy State University,
9. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
10. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
12. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
wable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
14. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.

15. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.

16. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.

17. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.

18. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.

19. Опір матеріалів [Електронний ресурс] : навч. посіб. : у 2 ч. Ч.1. / Д. О. Жигилій, С. М. Верещака, С. С. Некрасов, А. Ю. Довгополов. — Суми : СумДУ, 2022. — 159 с.

20. Опір матеріалів [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Л. І. Коростильов, О. Є. Лугінін, В. В. Спіхтаренкота ін.; за ред. Л. І. Коростильова. — Миколаїв : НУК, 2017. — 300 с.

21. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Р. Б. Гевко, Н. І. Хомик, О. С. Жаровський, Т. А. Довбуш. — Тернопіль : Паляниця В. А., 2021. — 256 с. Методичні вказівки «Розрахунок і проектування відцентрового робочого колеса» [Текст] : для студентів за ОПІ «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» (спеціальність Прикладна механіка) усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2023. — 48 с.