

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

« ____ » _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

«Насос нафтовий магістральний НМ 180-500»

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Безсмертний О.С.

Керівник

Колісніченко Е.В.

Суми 2019

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
1 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	4
1.1 Проектування робочого колеса	4
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів	4
1.1.2 Вихідні дані для розрахунку	4
1.1.3 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	6
1.1.4 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	6
1.1.5 Визначення числа лопатей та їх товщини	8
1.1.6 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	8
1.1.7 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	9
1.1.8 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	11
1.1.9 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	12
1.1.10 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	14
1.1.11 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті	19
1.1.12 Профілювання лопаті	23
1.2 Проектування направляючого апарату	32
2. Розрахунки на міцність	34
2.1 Сили, що діють на ротор насоса	34
2.2 Розрахунок торцевого ущільнення	36
2.3 Розрахунок реакцій у опорах валу	37
2.4 Розрахунок підшипників	38
2.5 Розрахунок валу на міцність	40
2.6 Розрахунок на міцність шпонкових з'єднань	41
3. Розрахунок робочого колеса шляхом чисельного дослідження	42
3.1. Розрахунок робочого колеса шляхом чисельного дослідження	42
3.1.1 Розробка геометричної моделі робочого колеса	43
3.2 Побудова розрахункової сітки	45
3.3 Створення моделі та задання граничних умов	54
3.4 Виконання розрахунків	56
3.5 Аналіз отриманих даних	57
4. Розділ охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях	62
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	76

1 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

1.1 Проектування робочого колеса

1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса на рис. 1.

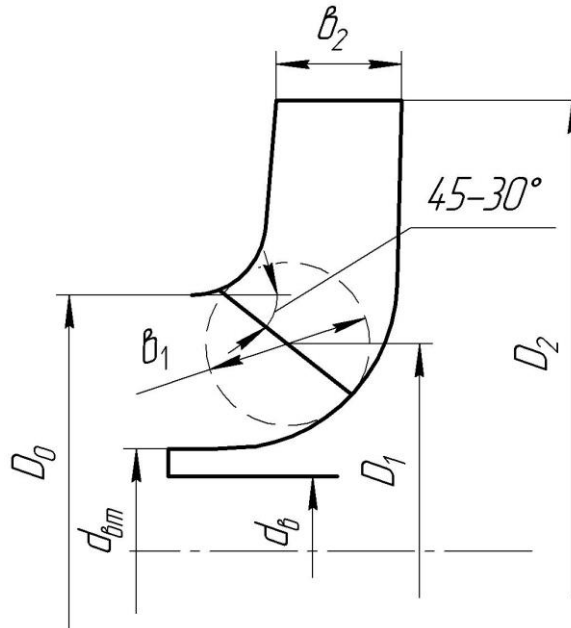


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

1.1.2 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса застосовуються такі вхідні дані:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), двопотокове ($\alpha = 2$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$, кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 180$ м³/год;
- напір $H = 500$, м.

Коефіцієнт швидкохідності

- при кількості ступенів $i = 5$

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{180}{3600}}}{\left(\frac{45}{5}\right)^{\frac{3}{4}}} = 77;$$

- при кількості ступенів $i = 6$

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{180}{3600}}}{\left(\frac{45}{6}\right)^{\frac{3}{4}}} = 89;$$

- при кількості ступенів $i = 7$

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000\sqrt{\frac{180}{3600}}}{\left(\frac{45}{7}\right)^{\frac{3}{4}}} = 100.$$

Приймаємо

- $i = 6,$
- $n_s = 89.$

Приведений діаметр робочого колеса знаходиться за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

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

Більші значення K_{ex} беруться для збільшення кавітаційних характеристик робочого колеса, а також при малих розмірах ($D_{1np} < 70$ мм).

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{180}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 108,6 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 89^{\frac{2}{3}}} = 0,967.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{180}{0,967} = 186,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 162,2 - 0,172)^2} = 0,879.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 89^{-2}} = 0,906.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M,$$

де $\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

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).

$$\eta = 0,967 \cdot 0,879 \cdot 0,906 \cdot 0,99 = 0,762$$

Споживана потужність насоса (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 180 \cdot 500}{3600 \cdot 0,762} = 321850 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} = \frac{500}{0,879} = 569 \text{ м.}$$

1.1.3 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_\epsilon = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_\kappa]}}$$

де $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

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

$[\tau_\kappa] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному насоса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 321850 = 354035 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{354035 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 1127 \text{ Н·м,}$$

$$d_\epsilon = \sqrt[3]{\frac{1127 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 76,16 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_\epsilon = 80 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_\epsilon = (1,2 - 1,25)80 = (96 - 100) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 95 \text{ мм.}$$

1.1.4 Визначення геометричних параметрів на вході у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають за формулою

$$D_0 = \sqrt{D_{inp}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{108,6^2 + 95^2} = 144,3 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до цілого значення у більшу сторону.

$$D_0 = 145 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{3600\pi(D_0^2 - d_{gm}^2)} = \frac{4 \cdot 186,1}{3600\pi(0,145^2 - 0,095^2)} = 5,48 \text{ м/с.}$$

7

Далі задаються положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних n_s). [1, с. 80]

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

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 145 = 116 \text{ мм.}$$

Знайдемо радіус середньої точки R_1 , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{1л}$.

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{116}{2} = 58 \text{ мм.}$$

Для збільшення анти кавітаційних характеристик робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює V_0 . [1, с. 81]

$$V'_{1m} = V_0 = 5,48 \text{ м/с.}$$

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

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

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

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 5,48 = 6,85 \text{ м/с.}$$

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

$$\beta_{1л} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

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.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,116 \cdot 3000}{60} = 18,22 \text{ м/с.}$$

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 [1, с. 83]

$$K_1 = 0,063 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 n}{(3600)^2}}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

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

$$V_{1U} = \frac{0,123 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,85}{18,22} = 20,6^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta.$$

Цей кут повинен знаходитися у межах $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3-8^\circ$ вводитьься з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки $\Delta\beta$ може бути збільшений до 15° . [1, с. 85]

$$\beta_1 = 20,6 + 3,4 = 24^\circ.$$

1.1.5 Визначення кількості лопатей та їх товщини

Більша частина відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5-8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3.

Приймаємо $z = 7$. [1, с. 86]

Товщину лопаті робочого колеса призначають з технологічних міркувань. Орієнтовно беремо товщину лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 2-10$ мм при $D_1 = 150-500$ мм. [1, с. 86]

Товщина лопаті на виході з робочого колеса s_2 береться такою, що дорівнює s_1 , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо $s_1 = s_2 = 3$ мм.

1.1.6 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}.$$

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 V_{1m} , потім $\beta_{1П}$ та $\Delta\beta$ (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$. [1, с. 87]

1-е приближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 58 \sin 24^\circ}} = 1,165$$

$$|1,165 - 1,25| = 0,085 > 0,01$$

2-е приближення

$$V_{1m} = 1,165 \cdot 5,48 = 6,38 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,38}{18,22} = 19,3^\circ$$

$$\beta_1 = 19,3 + 3 = 22,3^\circ$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 58 \sin 22,3^\circ}} = 1,179$$

$$|1,179 - 1,165| = 0,014 > 0,01$$

3-е приближення

$$V_{1m} = 1,179 \cdot 5,48 = 6,46 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,46}{18,22} = 19,52^\circ$$

$$\beta_1 = 19,52 + 3 = 22,52^\circ$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 58 \sin 22,52^\circ}} = 1,177$$

$$|1,177 - 1,179| = 0,002 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{186,1}{3,14 \cdot 0,116 \cdot 6,46 \cdot 3600} = 0,022 \text{ м.}$$

1.1.7 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса [1, с. 88]

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 569 / 6}{0,5}} = 43,14 \text{ м/с,}$$

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

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 43,14}{3,14 \cdot 3000} = 0,275 \text{ м.}$$

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 . [1, с. 90]

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 5,48 = 4,11 \text{ м/с.}$$

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 $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

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

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.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

n_s	40	100	200	300
β_2 , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для підвищення напору кут β_2 може бути більшим, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику. [1, с. 91]

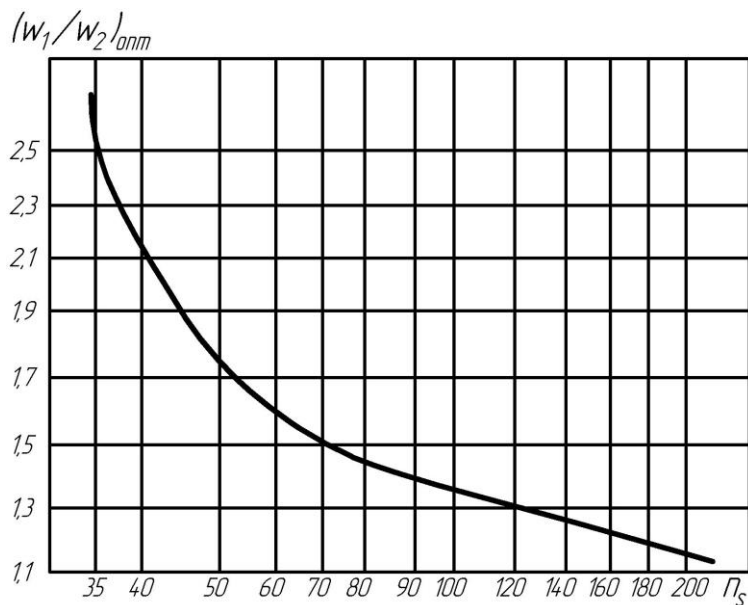


Рисунок 2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

При $n_s = 89$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,4$.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1,4 \cdot \frac{1,07}{1,177} \cdot \frac{4,11}{5,48} \sin 22,52^\circ\right) = 21,44^\circ$$

1.1.8 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

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

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

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

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

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

- при $n_s = 150 - 200$:

$$\Psi = 1,6 \left(\sin \beta_2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sin \beta_1 \right);$$

- при $n_s > 200$:

$$\Psi = \left(1,7 + 13,3 \left(\frac{V_{2m}}{U_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right) \sin \beta_2.$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 21,44^\circ = 0,819$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'} \right)^2} = 2 \frac{0,819}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{116}{275} \right)^2} = 0,285$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,285} = 0,778$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T_\infty} = \frac{H}{\eta_T K_z} = \frac{500}{0,879 \cdot 0,778} = 731 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V_{2m}' = 1,07 \cdot 4,11 = 4,4 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

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

$$= \frac{4,11}{2 \operatorname{tg} 21,44^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4,11}{2 \operatorname{tg} 21,44^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 731 / 6 + 0} = 40,2 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 40,2}{\pi \cdot 3000} = 0,256 \text{ м.}$$

1.1.9 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після отримання значення s_2 та D_2 уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса насоса

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}.$$

При цьому повинно забезпечити умову $|\Psi_2' - \Psi_2| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то виконують друге наближення, задаючи $\Psi_2'' = \Psi_2'$, визначають V_{2m} , β_2 та D_2 . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi_1' - \Psi_1| \leq 0,01$. [2, с. 30]

1-е приближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{\pi \cdot 256 \cdot \sin 21,44}} = 1,119$$

$$|1,119 - 1,07| = 0,049 > 0,01$$

2-е приближення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,119 \cdot 4,11 = 4,6 \text{ м/с.}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) = \arcsin \left(1,4 \cdot \frac{1,119}{1,177} \cdot \frac{4,11}{5,48} \sin 22,52^\circ \right) = 22,48^\circ$$

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 22,48^\circ = 0,829$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2} \right)^2} = 2 \frac{0,829}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{116}{256} \right)^2} = 0,298$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0,298} = 0,77$$

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{500}{0,879 \cdot 0,77} = 739$$

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{T\infty} + V_{1U} U_1} =$$

$$= \frac{4,6}{2 \operatorname{tg} 22,48^\circ} + \sqrt{\left(\frac{4,6}{2 \operatorname{tg} 22,48^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 739 / 6 + 0} = 40,8 \text{ м/с.}$$

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 40,8}{\pi \cdot 3000} = 0,27$$

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{\pi \cdot 270 \cdot \sin 22,48}} = 1,072$$

$$|1,072 - 1,07| = 0,002 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширина робочого колеса визначається за формулою:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{186,1}{\pi \cdot 0,27 \cdot 4,6 \cdot 3600} = 0,013 \text{ м.}$$

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від розташування втулки робочого колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть бути із заглибленою або висунутою втулкою (рис. 3). [2, с. 40]

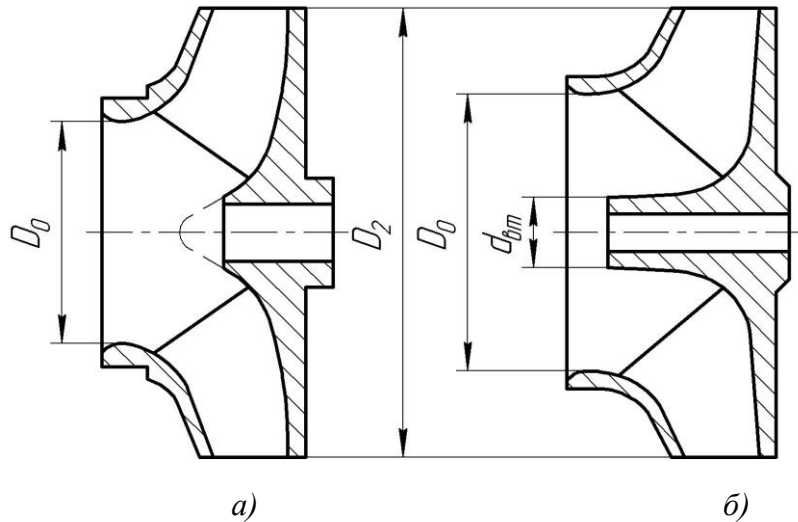


Рисунок 3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
 а – робоче колесо консольного насоса;
 б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із втопленою втулкою (рис. 3 а), як правило, така конструкція застосовується в одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не здавлює вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведенному діаметру входу у колесо $D_{\text{вп}}$. [2, с. 41]

Колеса з висунутою втулкою (рис. 3 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{\text{шп}}^2} .$$

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

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно накреслинми. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами; [2, с. 43]

- нахил стінок на виході (див. рис. 4) $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$);

- при 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 від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$; [2, с. 45]

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площ (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 компенсує за допомогою стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Рекомендується брати розширення яке потрібно виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому помітно зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

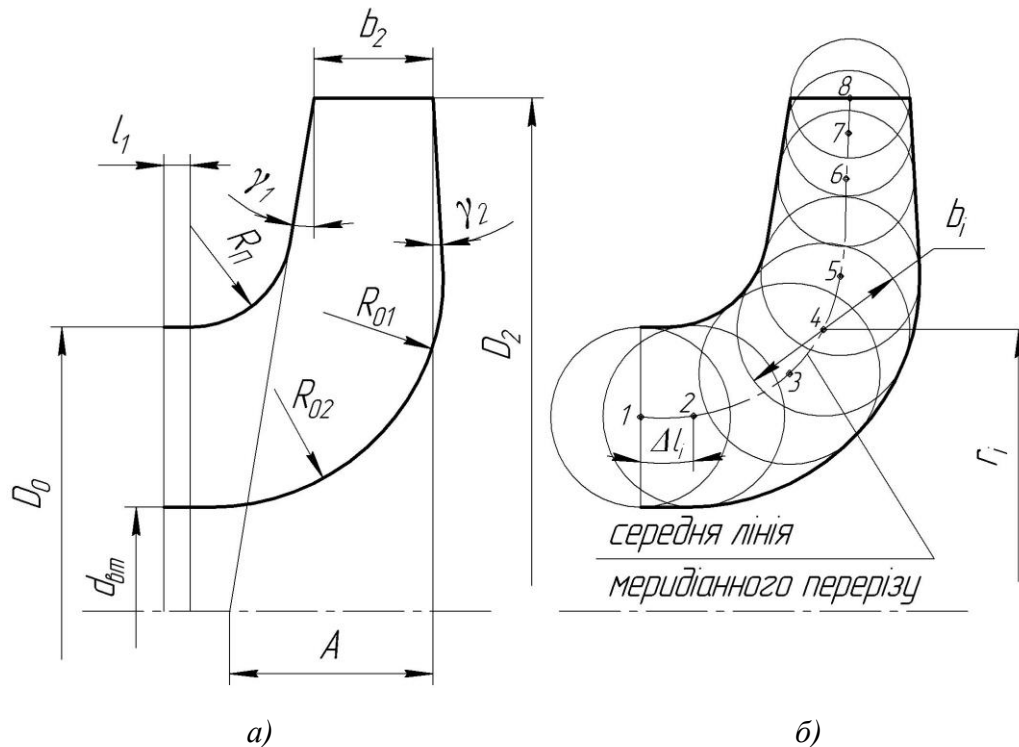


Рисунок 4 – До проектування меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

Намічають попередньо «на око» контури перерізу. Рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі робочі колеса з подібним коефіцієнтом швидкохідності. [3, с. 15]

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(l)$ (див. рис. 5), де l - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеній перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_i від центра дуги радіусом R_n (див. рис.

4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса. [3, с. 16]

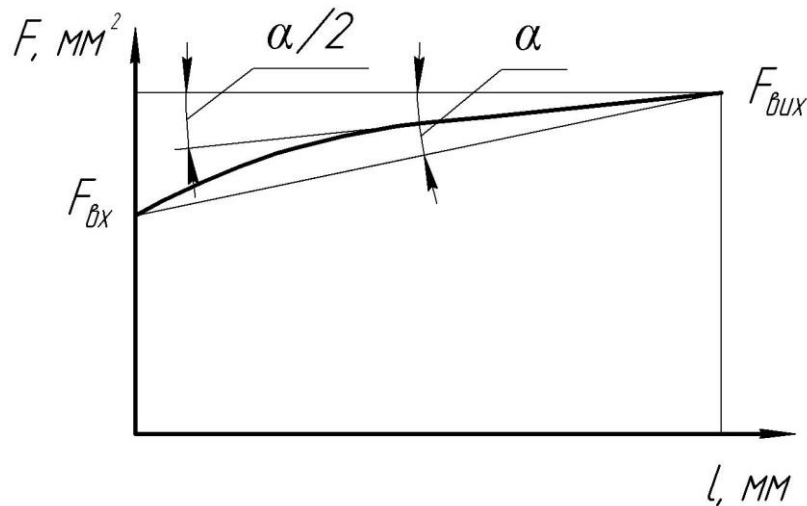


Рисунок 5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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. [3, с. 17]

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{вх} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{вих} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

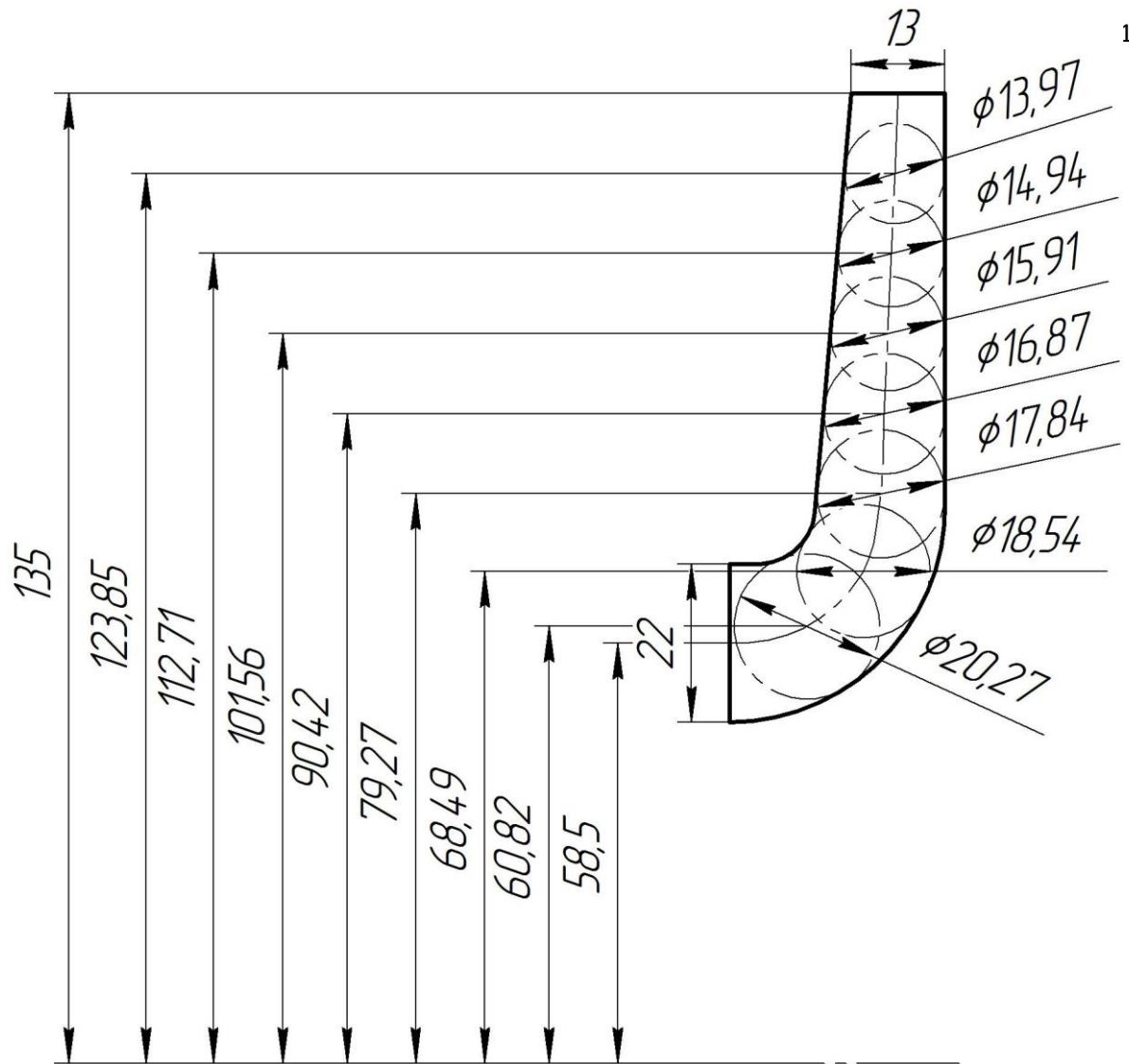
$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.



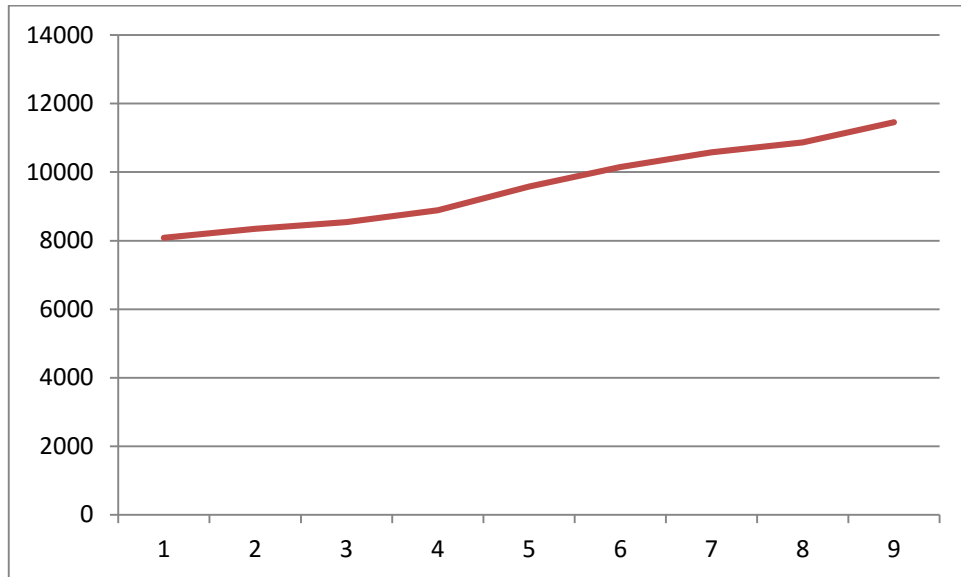
Побудова меридіанного перерізу

Таблиця 1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	58,5	22	11,16	8086
2	60,82	20,27	22,32	8350
3	68,49	18,54	33,48	8540
4	79,27	17,84	44,64	8886
5	90,42	16,87	55,8	9584
6	101,56	15,91	66,96	10152
7	112,71	14,94	78,12	10580
8	123,85	13,97	89,28	10871
9	135	23	100,44	11453

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

Далі порівнюють результати розрахунку 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 колеса досягається за рахунок зміни розміру A та радіусів R_{II} , R_{01} , R_{02} . [3, с. 22]



Графік зміни площ меридіанного перерізу

1.1.11 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей. [4, с. 10]

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка $F = f(l)$ (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола. [4, с. 11]

Відмічають точки A і C дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 6 а). Точкою O позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки AO , CO та AC . З точок A та C перпендикулярно до відрізків AO і CO проводять промені, що перетинаються у точці K , з якої радіусом $R=KA=KC$ проводиться дуга AC , що береться за нормаль. [4, с. 12]

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром D_2 . [4, с. 12]

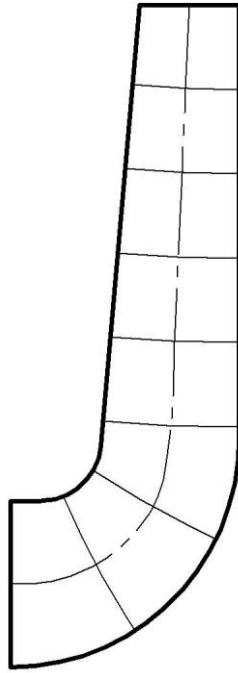


Рисунок 6 – Побудова нормалей

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості V_m вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість $V_m = \frac{Q_{p.k.}}{F}$ береться сталою вздовж нормалі. На практиці було показано, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ($V_m = const$) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2. [4, с. 25]

n_s	<100	100-150	150-300	300-450
Кількість потоків k	2	3	4-5	6-7
Кількість розрахункових перерізів (ліній течії) n	3	4	5-6	7-8

Приймаємо кількість потоків – 2.

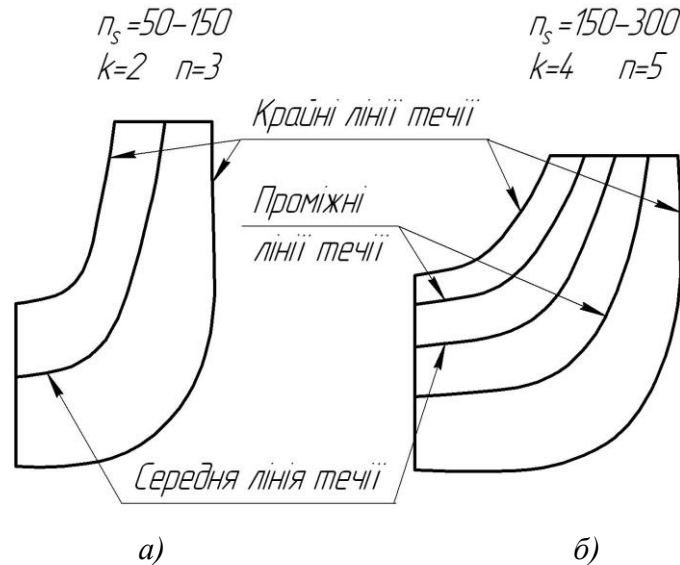


Рисунок 7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, через кожен струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r_{у.м.} l)_1 = 2\pi V_m (r_{у.м.} l)_2 = 2\pi V_m (r_{у.м.} l)_k$$

де $Q_{p.k.}$ - постійна витрата через робоче колесо;

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{у.м.}$ - відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

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

$$r_{у.м.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки $\frac{b_2}{k}$. Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз 1-1) визначають з рівності

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{см}^2}{k} .$$

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 $r_{ц.м.} \cdot l$. Величини $r_{ц.м.}$ та l визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова $r'_{ц.м.} \cdot l' = r''_{ц.м.} \cdot l'' = r'''_{ц.м.} \cdot l'''$. Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%. [4, с. 30]

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

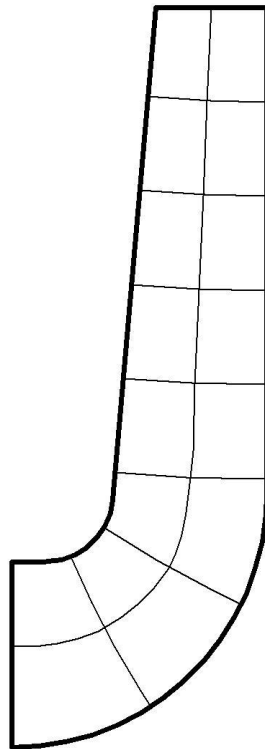


Рисунок 8 – Побудова ліній течії

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. [4, с. 35]

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 паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно ΔS та ΔL . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом $\Delta\phi$ між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює $5-10^\circ$, та радіусом конформного циліндра $R_{к.ц.} = 150 - 200$ мм (іноді припускають, що $R_{к.ц.} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS та ΔL за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

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

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ}.$$

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

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

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180} = 26,18 \text{ мм}.$$

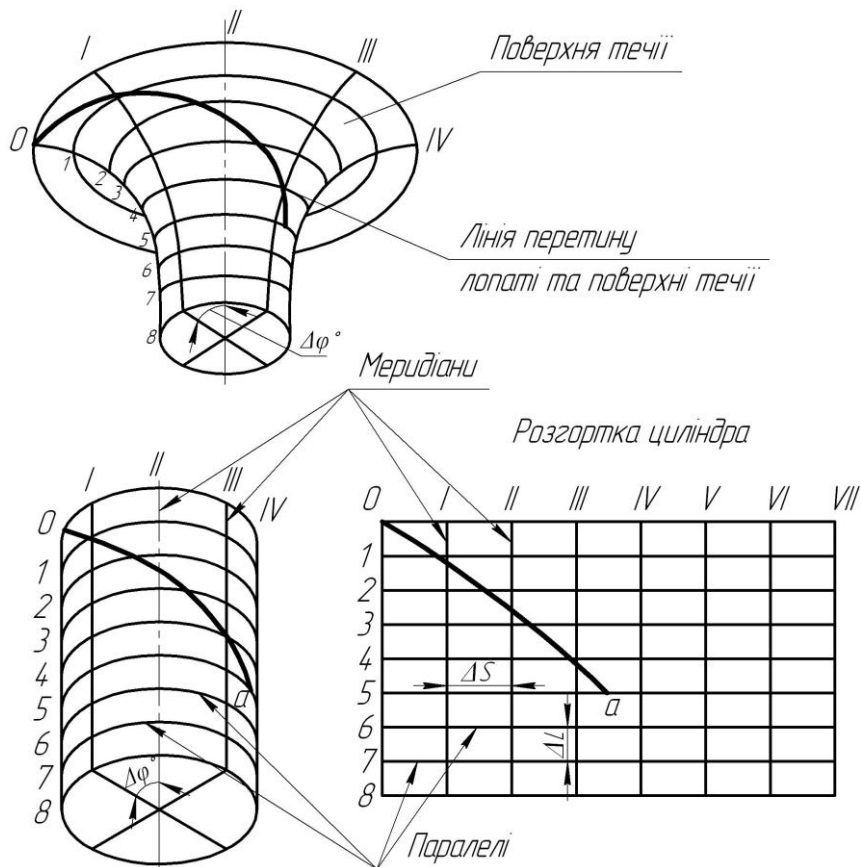


Рисунок 9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a , b , c (рис. 10) на відрізки Δl за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const ,$$

де r_{icp} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

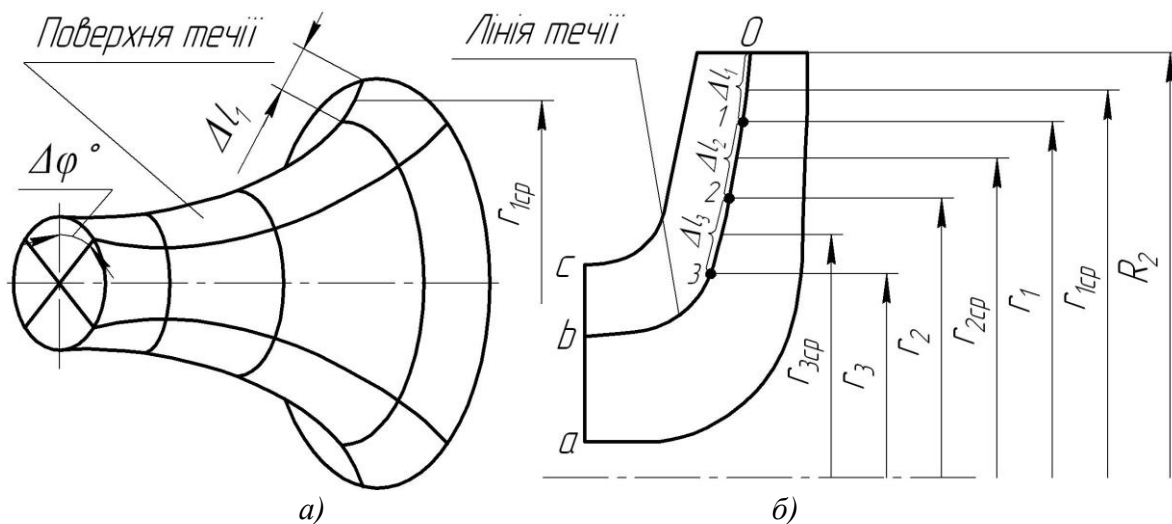


Рисунок 10 – Розбивка ліній течії

Для циліндричної поверхні $R_{к.ц.} = const$, $\Delta l = const$. Для поверхні течії (рис. 10 а) $r \neq const$, тоді й $\Delta l \neq const$. Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані r . При розрахунку відрізків Δl можна застосувати метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначити з виразу

$$\Delta l'_1 = r'_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}},$$

де $r'_{1cp} = R_2$.

Відкладають 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) [4, с. 40]

$$\Delta l''_1 = r''_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}.$$

Якщо величина $\Delta l''_1$ відрізняється від $\Delta l'_1$ більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину Δl_1 відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку 1, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок Δl_2 , лише за вихідну точку береться отримана 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. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки Δl необхідно виконати контроль [4, с. 42]

$$\sum \Delta l = l_{0-i},$$

де $\sum \Delta l$ - сумарна довжина відрізків Δl ;

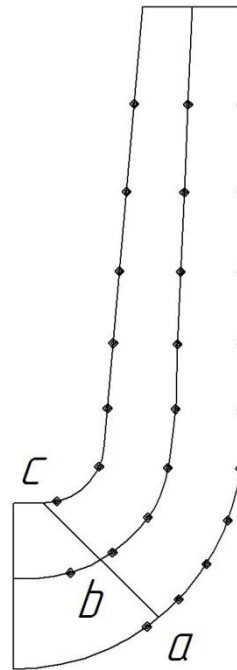
l_{0-i} - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки i .

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охопту θ лопаті, який в основному залежить від n_s (табл. 4).

Таблиця 4

n_s	50-70	70-100	100-300	300-400
θ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охопту 120° .



Побудова координатної сітки

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

1. Кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до кута β_2 .

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромek лопатей колеса. [4, с. 50]

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія). [4, с. 55]

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу β на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці циліндра величиною $\delta = \frac{t}{2}$, де t - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 11). [4, с. 56]

$$t = \frac{2\pi R_{к.ц.}}{z}.$$

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута β_2 .

4. Кут охоплення лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де $t^0 = \frac{360^0}{z}$ - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 11):

- через точку I координатної схеми проводять промінь під кутом β_2 ;
- на відстані $\delta \geq \frac{1}{2}t$ від точки I проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці n_d ;
- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан $i-i$;
- паралелі точок a, b, c для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки (a, b, c) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю [4, с. 60]

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

де x_i - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

y_i - відповідна відстань на лінії течії.

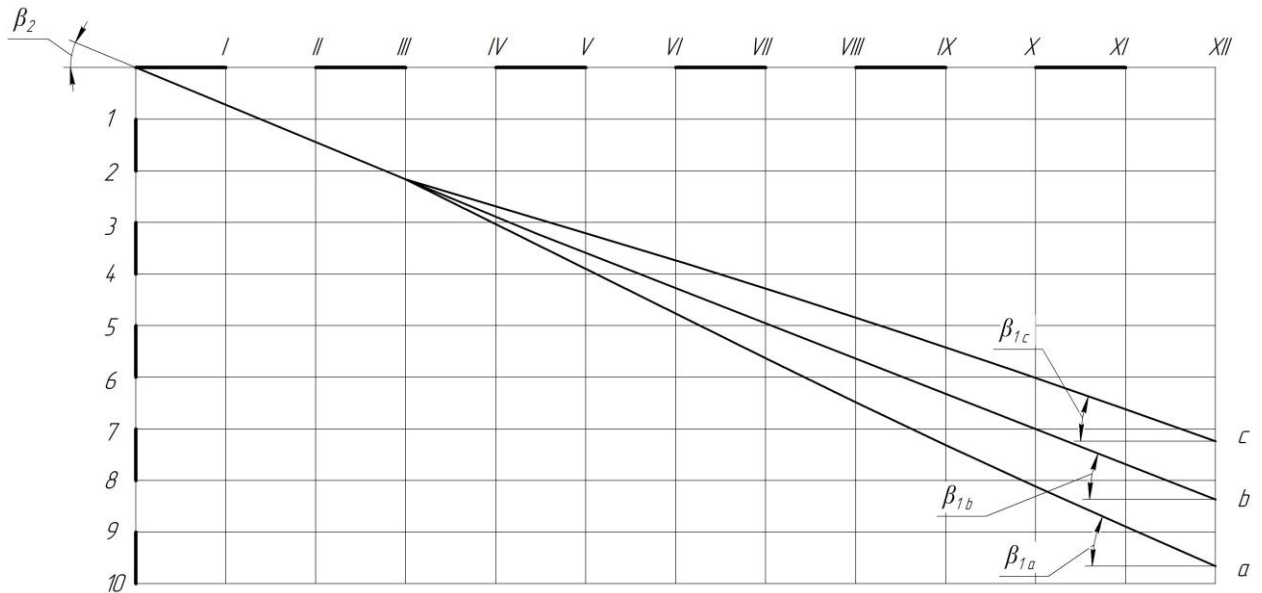


Рисунок 11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки a , b , c проводимо промені під кутами β_{1a} , β_{1b} , β_{1c} до перетину променя, проведеного під кутом β_2 у точках, що лежать нижче від точки $n_{\text{Л}}$.

Для точки a :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,1087 \cdot 3000}{60} = 17,07$$

$$\beta_{1\text{Л}a} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,46}{17,07} = 20,73^\circ$$

$$\beta_{1a} = 23,73 + 3 = 23,73^\circ$$

Для точки b :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,12392 \cdot 3000}{60} = 19,47$$

$$\beta_{1\text{Л}b} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,46}{19,47} = 18,36^\circ$$

$$\beta_{1b} = 18,36 + 3 = 21,36^\circ$$

Для точки c :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,139 \cdot 3000}{60} = 21,83$$

$$\beta_{1\text{Л}c} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{6,46}{21,83} = 16,48^\circ$$

$$\beta_{1c} = 16,48 + 3 = 19,48^\circ$$

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми. [5, с. 10]

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

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

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

y_i - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

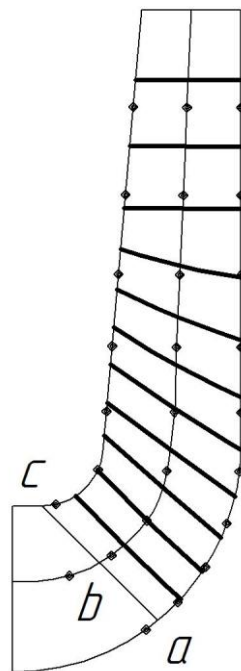


Рисунок 19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки $l = f(\Delta L)$ для розрахункових ліній течії.

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

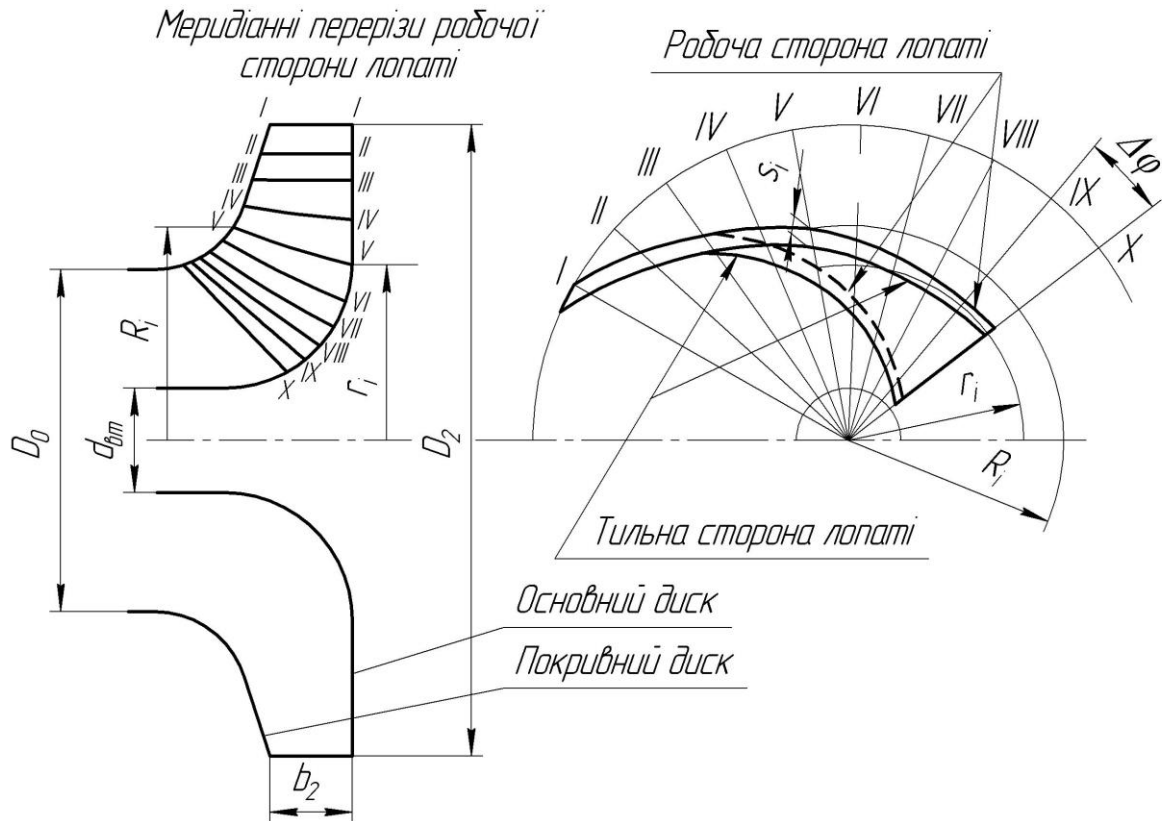


Рисунок 20 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами D_2 та d_{sm} , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани $I, II, III...$ тощо з кутовим кроком $\Delta\phi$. Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса. [5, с. 20]

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 і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті s_i та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою. [5, с. 22]

1.1.13 Виконання робочого креслення робочого колеса

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, по якому в подальшому будуть створенні профільовані лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо

меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса). [5, с. 23]

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I, II, III* тощо з кутовим кроком $\Delta\varphi$. На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу. [5, с. 26]

Діаметр початкової окружності D_3 визначаємо за формулою

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

$$D_3 = (1,03 \div 1,1) \cdot 0,27 = 0,278 \div 0,297 \text{ м}$$

Приймаємо $D_3 = 285 \text{ мм}$.

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2$$

$$b_3 = 0,013 + 0,05 \cdot 0,270 = 0,027 \text{ м}$$

Вибираємо число лопаток залежно 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 $\alpha_{зл} = 5^\circ$ (в першому приближенні)

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

$$\alpha_{зл} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}};$$

Тоді:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3};$$

$$V_{u3} = 29,7 \cdot \frac{0,27}{0,285} = 28,1 \text{ м/с};$$

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3};$$

$$V_{m3} = \frac{181,6 / 3600}{3,14 \cdot 0,285 \cdot 0,0027} = 20,9 \text{ м/с};$$

Отже:

$$\alpha_{3л} = \operatorname{arctg} \frac{20,9}{28,1} = 36,6^\circ.$$

Проектуємо спіральну частину:

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2\pi}{z_{н.а}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3л}};$$

$$R'_3 = 0,1425 \cdot e^{\frac{2\pi}{6} \cdot 0,8 \cdot \operatorname{tg} 36,6^\circ} = 0,265 \text{ м}$$

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3л} - \mu$$

$$a_3 = (0,265 - 0,1425) \cos 36,6^\circ - 0,004 = 9,4 \text{ мм}$$

Розміри дифузрного каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot a_3$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 9,4 = 46 \text{ мм}$$

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3$$

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

$$\varphi_{\text{экв}} = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}};$$

$$\varphi_{\text{экв}} = 2 \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\frac{0,0268}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{0,0110}{\pi}}}{0,46} = 9^\circ.$$

Вибираємо число лопаток зворотнього каналу:

$$z_{о.к} = z_{н.а} = 6.$$

2.1 Сили, що діють на ротор насоса

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

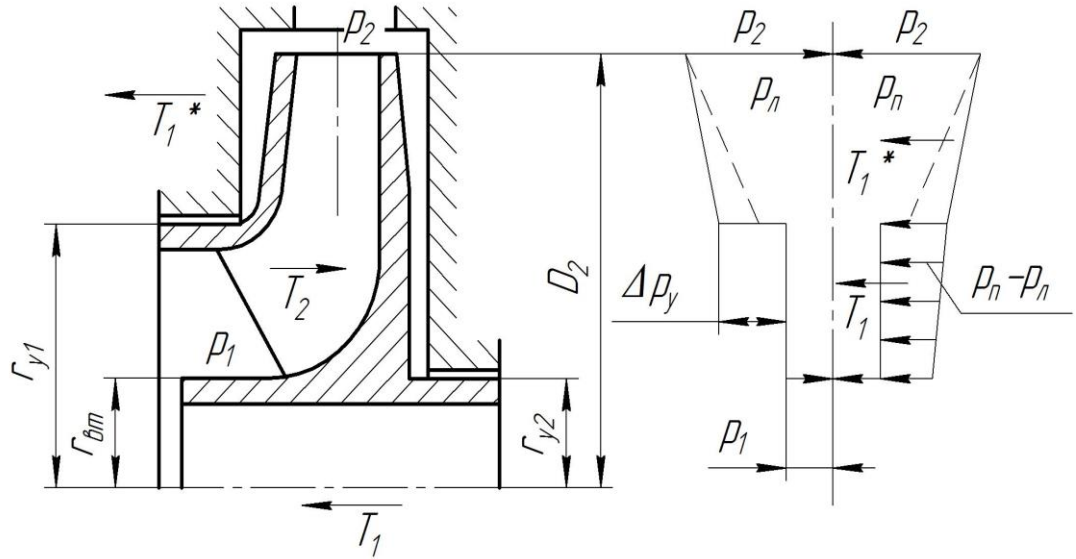


Рисунок 2.1 – Схема ступеня відцентрового насоса із закритим робочим колесом, епюри розподілу тиску у пазухах і осьові сили, що діють на ротор насоса

Для нормальної роботи ущільнення:

$$T_1 = \pi \rho g (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{U_2^2}{8g} \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2r_2^2} \right) \right],$$

де $H_p = H(1 - V_{U2}/U_2)$ - потенційний напір робочого колеса, орієнтовно $H_p = (0,6 - 0,8)H$.

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 (0,0775^2 - 0,0475^2) \times \left[0,7 \cdot \frac{500}{6} - \frac{40,8^2}{8 \cdot 9,81} \left(1 - \frac{0,0775^2 + 0,0475^2}{2 \cdot 0,0475^2} \right) \right] = 4057 \text{ Н}$$

У випадку аварійної роботи ущільнення виникає додаткова сила

$$T_1^* = \pi \rho g (r_2^2 - r_{y1}^2) \frac{U_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right)$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 (0,0475^2 - 0,0775^2) \frac{40,8^2}{8 \cdot 9,81} \times \left(\frac{0,0475^2}{0,0475^2 - 0,0775^2} \ln \frac{0,0475^2}{0,0775^2} + \frac{0,0475^2 + 0,0775^2}{2 \cdot 0,0475^2} - 2 \right) = 5932 \text{ Н}$$

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

$$T_2 = \rho \cdot Q_{p.k} \cdot V_0$$

$$T_2 = 1000 \cdot (186,1 / 3600) \cdot 5,48 = 283 \text{ Н}$$

Сумарна сила, яка діє на одне колесо

$$T = T_1 - T_2 + T_1^* = 4057 - 283 + 5932 = 9706 \text{ Н}$$

Коефіцієнт врівноваження ущільнення [1]

$$K = \frac{p_{nut}}{p_0} = \frac{f}{F} = 0,55 \dots 0,8,$$

де p_{nut} - питомий тиск на контактних поверхнях ущільнюючих кілець;

p_0 - тиск перед ущільненням;

f - площа, на яку діє тиск p_0 ;

F - площа контакту в ущільненні.

$$f = \frac{\pi(d_{зовн}^2 - d_0^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,155^2 - 0,105^2)}{4} = 0,0102 \text{ м}^2$$

$$F = \frac{\pi(d_{зовн}^2 - d_{вн}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,155^2 - 0,080^2)}{4} = 0,0138 \text{ м}^2$$

Тоді

$$K = \frac{p_{nut}}{p_0} = \frac{0,0102}{0,0138} = 0,739$$

Умова виконується.

Втрати потужності в ущільненні, кВт

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot d_{сер}^2 \cdot f \cdot p_{nut} \cdot n,$$

де b - ширина ущільнюючого пояску ($b = 10$ мм),

f - коефіцієнт тертя ($f = 0,05 \dots 0,15$).

$$d_{сер} = \frac{d_{зовн} + d_{вн}}{2} = \frac{0,155 + 0,080}{2} = 0,1175 \text{ м}$$

$$p_{nut} = K \cdot p_0 = 0,739 \cdot 5 \cdot 10^5 = 3,7 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тоді

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot 0,01 \cdot 0,1175^2 \cdot 0,1 \cdot 3,7 \cdot 10^5 \cdot 3000 = 0,248 \text{ кВт}$$

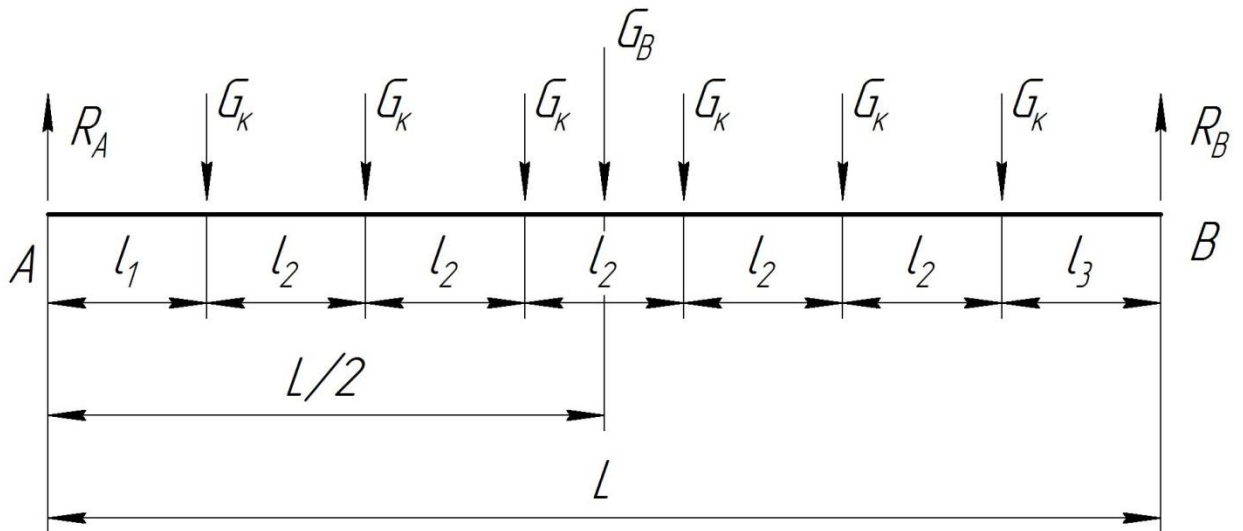


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема валу

Сума моментів відносно точки А

$$\Sigma M_A = 0$$

$$G_K \cdot l_1 + G_K \cdot (l_1 + l_2) + G_K \cdot (l_1 + 2l_2) + G_K \cdot (l_1 + 3l_2) + G_K \cdot (l_1 + 4l_2) + \\ + G_K \cdot (l_1 + 5l_2) + G_B \cdot \frac{L}{2} - R_B \cdot L = 0$$

Тоді

$$R_B = \frac{G_B \frac{L}{2} + G_K (6l_1 + 15l_2)}{L} = \frac{706 \frac{1705}{2} + 80(6 \cdot 675 + 15 \cdot 95)}{1705} = 610 \text{ Н}$$

Сума моментів відносно точки В

$$\Sigma M_B = 0$$

$$G_K \cdot l_3 + G_K \cdot (l_3 + l_2) + G_K \cdot (l_3 + 2l_2) + G_K \cdot (l_3 + 3l_2) + G_K \cdot (l_3 + 4l_2) + \\ + G_K \cdot (l_3 + 5l_2) + G_B \cdot \frac{L}{2} - R_A \cdot L = 0$$

Тоді

$$R_A = \frac{G_B \frac{L}{2} + G_K (6l_3 + 15l_2)}{L} = \frac{706 \frac{1705}{2} + 80(6 \cdot 555 + 15 \cdot 95)}{1705} = 576 \text{ Н}$$

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

Довжина підшипника

$$L = (1 \dots 1,5)d = (1 \dots 1,5) \cdot 65 = 65 \dots 97,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$L = 75 \text{ мм.}$$

Відносна довжина підшипника

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

Коефіцієнт несучої здатності

$$K_H = \frac{\lambda^2 \cdot R_B}{20 \cdot \mu \cdot \omega \cdot r^3 \cdot \frac{L}{2}},$$

де μ - коефіцієнт в'язкості мастила (при 40 °C $\mu = 6,822 \cdot 10^{-6}$),

ω - кутова швидкість обертання ротора ($\omega = 314 \text{ с}^{-1}$).

Тоді

$$K_H = \frac{1,15^2 \cdot 610}{20 \cdot 6,822 \cdot 10^{-5} \cdot 314 \cdot 0,0325^3 \cdot \frac{0,075}{2}} = 0,127.$$

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

$$\varepsilon = 0,6 \text{ мм;}$$

$$\Theta_\varepsilon = 0,9 \text{ рад.}$$

Мінімальний зазор

$$h_{\min} = \delta(\lambda - \varepsilon) = 0,1(1,15 - 0,6) = 0,055 \text{ мм.}$$

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

$$q_1 = 0,95.$$

Тоді торцева витрата мастила

$$Q_1 = \frac{\delta \cdot \omega \cdot r^2}{2} q_1 = \frac{0,1 \cdot 314 \cdot 32,5}{2} \cdot 0,95 = 0,485 \text{ м}^3/\text{год.}$$

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

$$q_2 = 1,1.$$

Тоді циркуляційна витрата мастила

$$Q_2 = \frac{\delta \cdot \omega \cdot r^2}{2} q_2 = \frac{0,1 \cdot 314 \cdot 32,5}{2} \cdot 1,1 = 0,561 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Загальна витрата

$$Q = 2Q_1 + Q_2 = 2 \cdot 0,485 + 0,561 = 1,531 \text{ м}^3/\text{год.}$$

За рис. 119 [1] визначаємо коефіцієнт тертя

$$\Phi_{mp} = 2,4.$$

Момент тертя

$$M_{mp} = \frac{3\mu\omega r^4}{\delta} \Phi_{mp} = \frac{3 \cdot 6,822 \cdot 10^{-6} \cdot 314 \cdot 0,0325^4}{0,1} \cdot 2,4 = 1,72 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Потужність тертя

$$N_{mp} = \frac{M_{mp} \cdot \omega}{102} = \frac{1,72 \cdot 10^{-3} \cdot 314}{102} = 5,29 \text{ Вт}.$$

Крутний момент у попеченому перетині 1127 Н·м. Діаметр валу $d_{II}=80$ мм.
Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Де амплітуда та середнє напруження від нульового циклу

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M}{2W_k}$$

Приймаємо $b=8$ мм, $t_1=4$ мм.

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{3,14 \cdot 80^3}{16} - \frac{8 \cdot 4(80-4)^2}{2 \cdot 80} = 98221 \text{ мм}^3$$

Тоді

$$\tau_u = \tau_m = \frac{1127 \cdot 10^3}{2 \cdot 98221} = 5,74 \text{ МПа}$$

Приймаємо $k_{\tau}=1,68$, $\varepsilon_{\tau}=0,76$ та $\psi_{\tau}=0,1$.

Розраховуємо:

$$s = \frac{1127}{\frac{1,68}{0,76} \cdot 5,74 + 0,1 \cdot 5,74} = 11,1.$$

Умова міцності валу

$$11,1) [s]$$

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

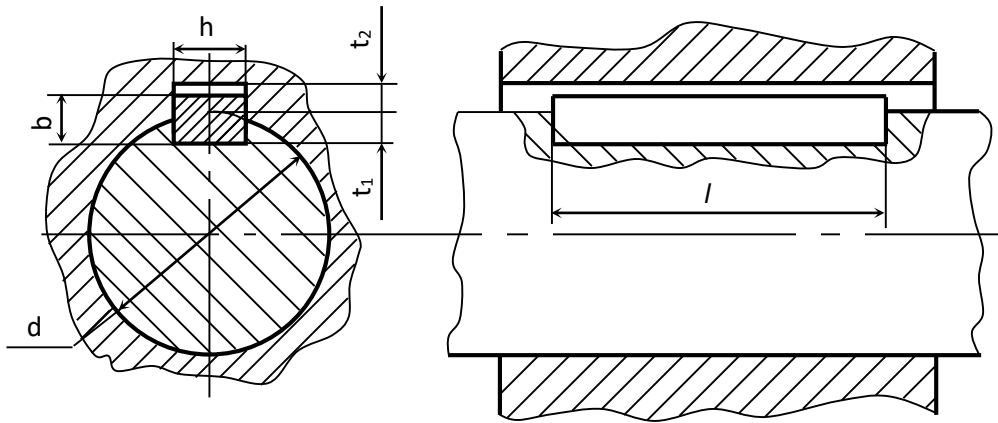


Рис. 2.3 - Схема шпоночного з'єднання

Перевіряємо на міцність шпонку під робочим колесом.

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

Розміри шпонки $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 50$. Тоді напруження зминання

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 1127 \cdot 10^3}{80(7-3,3)(50-8)} = 95 \text{ МПа.}$$

Умова міцності виконується.

3.1. Розрахунок робочого колеса шляхом чисельного дослідження

Чисельне дослідження дає можливість розглянути поведінку течії рідини в проточних частинах без виконання фізичного експерименту. Таким чином, можливе покращення гідравлічних властивостей проточної частини насоса внаслідок модифікації її форми.

Отже, за допомогою чисельного дослідження спрощується процедура проведення експерименту, як наслідок-знижується собівартість проведення досліджень, а також відбувається економія часу на виготовлення досліджуваного насоса.

В даній роботі проведено чисельне дослідження робочого колеса спроектованого насоса НМ 180/500 за допомогою Ansys CFX

3.1.1 Розробка твердотільної моделі рідини в середині ступеню насоса.

Розробка твердотільної моделі є важливим етапом під час проведення чисельного експерименту. Важливим фактом є те що для чисельного розрахунку моделі необхідно створити модель не самої ступені, а рідини, яка заповнює її проточну частину.

При розробці геометричної моделі використовувалося програмне забезпечення Solidworks 2016, яке дає можливість побудувати тривимірну модель будь-якого тіла.

Етапи створення твердотільних моделей робочого колеса і направляючого апарату на (рис 3.1)

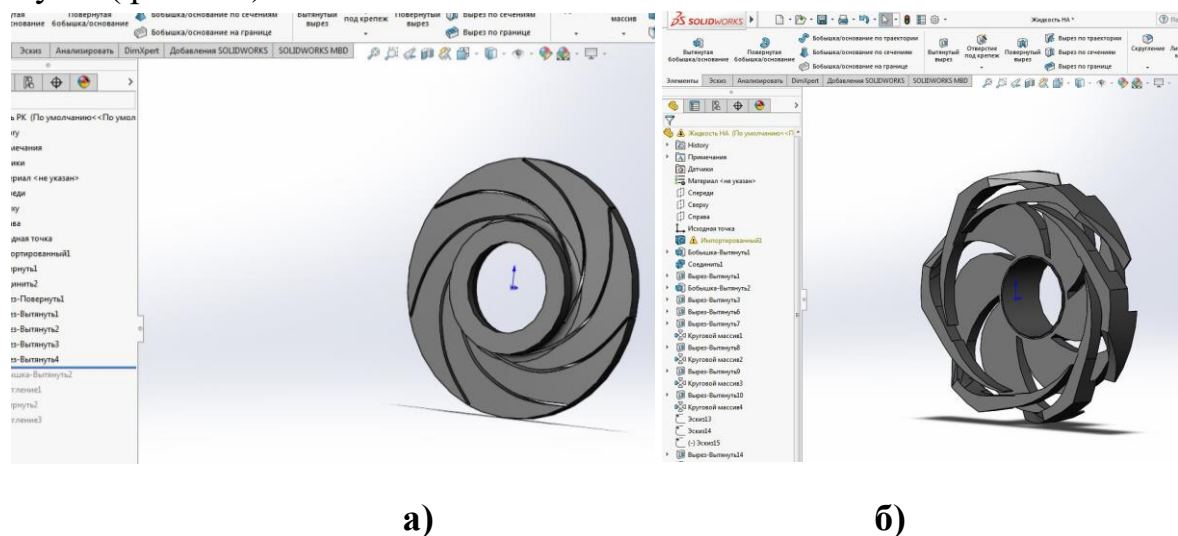


Рисунок 3.1 – Геометрична модель робочого колеса та направляючого апарату насоса НМ 180/500 (а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Таким чином, геометрична модель матиме вигляд об'єму рідини, що заповнює робоче колесо, що обмежений стінками робочого колеса та лопатями (див. рисунок 3.2).

Для того, щоб забезпечити правильність розрахунків в програмному пакеті Ansys CFX ділянки на вході та на виході необхідно подовжити, для того щоб був замкнутий контур рідини (див. рисунок 3.4). При цьому, подовжені ділянки показані синім кольором.

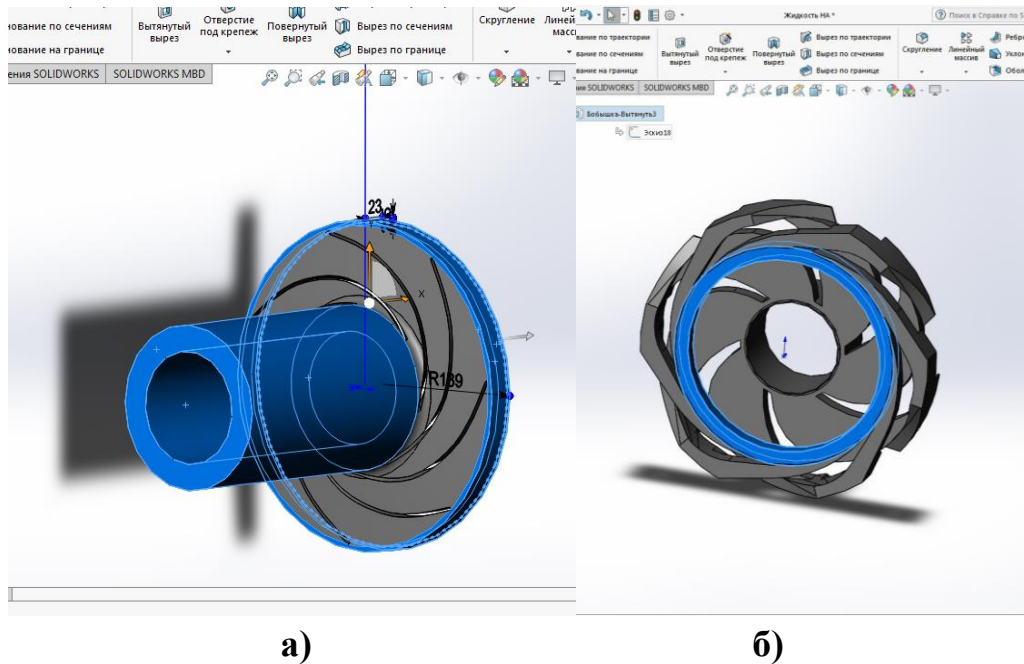


Рисунок 3.2 – Геометричні моделі робочого колеса та направляючого апарату насоса НМ 180/500 з виконанням подовжених ділянок на вході та виході (а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Побудова розрахункової сітки проводилась з використанням пакету ANSYS CFX, що дозволяє отримувати неструктуровану розрахункову сітку. Перед побудовою розрахункової сітки була складена схема розміщення поверхонь (рис. 3.3), згідно з якою проводилася розбивка проточної частини.

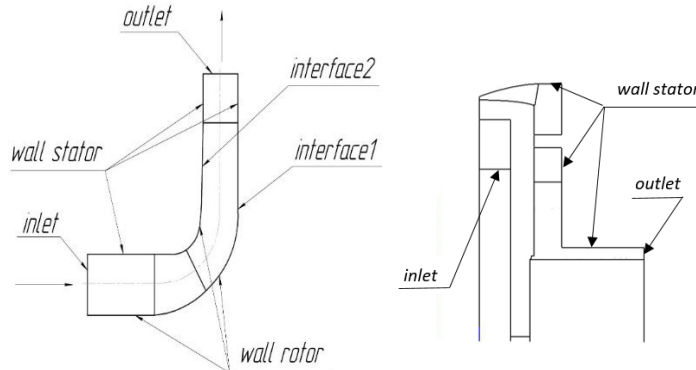


Рисунок 3.3 – Розташування поверхонь
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Inlet – вхід рідини в робоче колесо, *wall stator* – нерухома стінка, *wall rotor* – рухома стінка, *outlet* – вихід рідини

Для проектування розрахункової сітки було використано програму ICEM CFD 16.2. Після завантаження до цієї програми геометричних моделей їх було розбито на частини, як показано на рисунку 3.6.

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

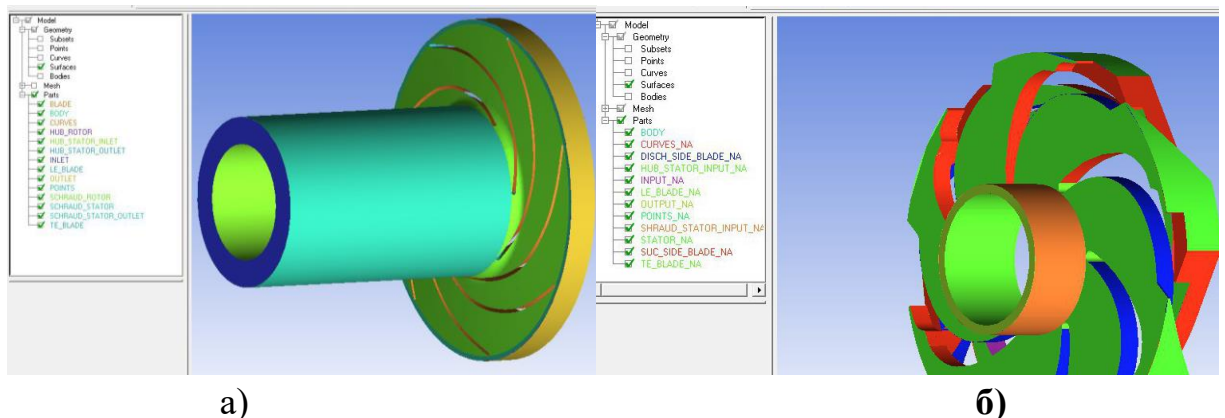
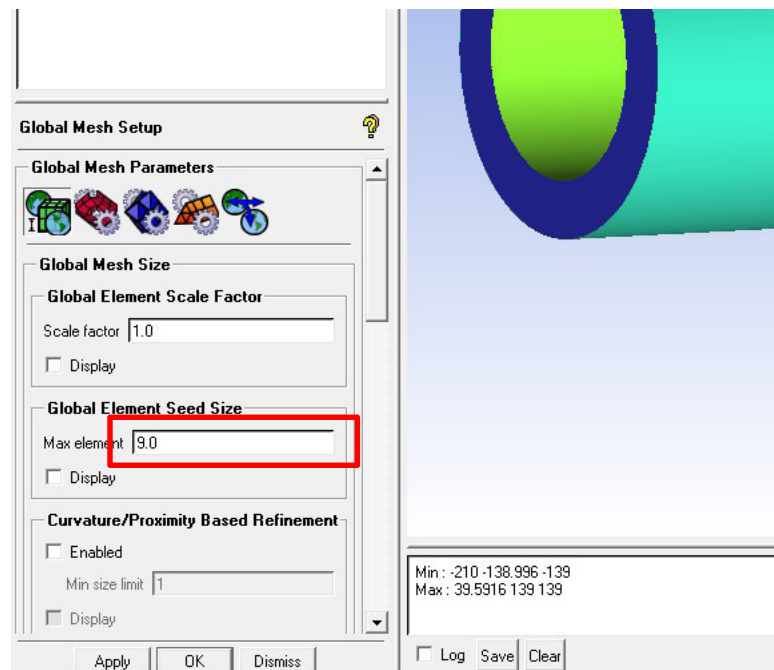
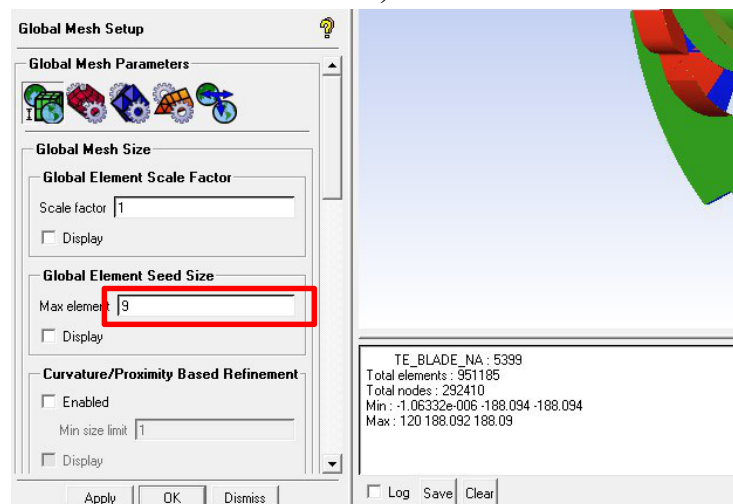


Рисунок 3.4 – Розбиття геометричної моделі на частини
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

В якості максимального розміру елемента було задано тетраїдерну комірку з довжиною сторони 9 мм (див. рисунок 3.5).



a)

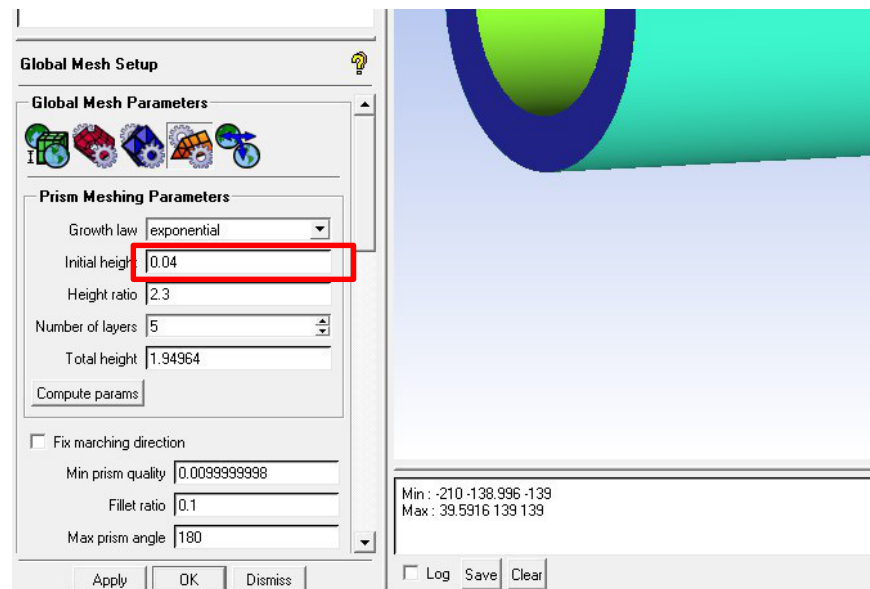


б)

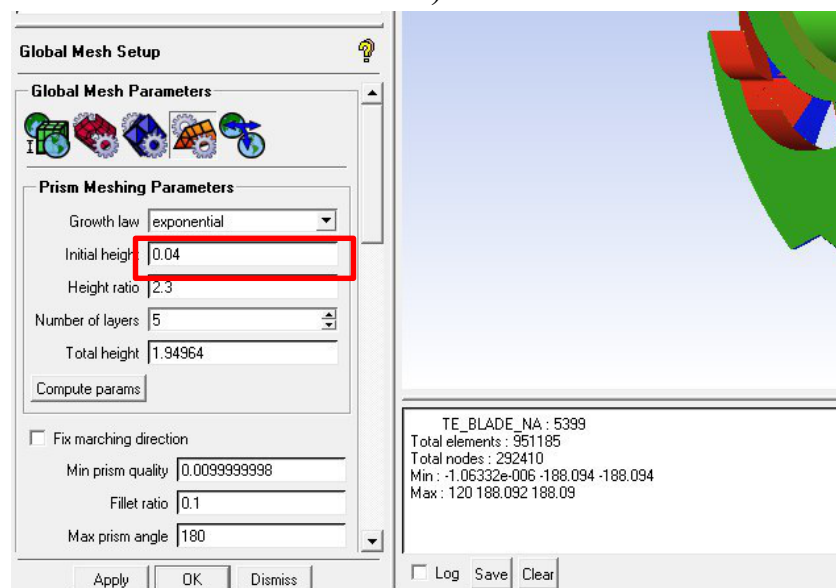
Рисунок 3.5 – Задання максимального розміру комірки (а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Для правильних розрахунків поблизу стінки необхідно задати призматичний шар комірок (див. рисунок 3.6).

В якості закону зміни розмірів комірок в призматичному шарі обрано експоненціальний закон з початковим розміром комірки рівним 0,04 мм, кількістю шарів рівним 5, а також зміною розмірів кожного наступного шару в 2,3 рази в порівнянні з кожним попереднім.



a)



б)

**Рисунок 3.6 – Задання призматичного шару
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)**

Розмір тетраедричних комірок для всіх заданих частин було задано як показано на рисунку 3.7.

Part	Prism	Hexa-core	Maximum size	Height	Height ratio	Num
BLADE	<input checked="" type="checkbox"/>		5	0	0	
BODY	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>				
CURVES	<input type="checkbox"/>		0			
HUB_ROTATOR	<input checked="" type="checkbox"/>		6	0	0	
HUB_STATOR_INLET	<input checked="" type="checkbox"/>		6	0	0	
HUB_STATOR_OUTLET	<input checked="" type="checkbox"/>		2	0	0	
INLET	<input type="checkbox"/>		6	0	0	
LE_BLADE	<input checked="" type="checkbox"/>		1	0	0	
OUTLET	<input type="checkbox"/>		5	0	0	
POINTS						
SCHRAUD_ROTATOR	<input checked="" type="checkbox"/>		6	0	0	
SCHRAUD_STATOR	<input checked="" type="checkbox"/>		5	0	0	
SCHRAUD_STATOR_OUTLET	<input checked="" type="checkbox"/>		2	0	0	
TE_BLADE	<input checked="" type="checkbox"/>		1	0	0	

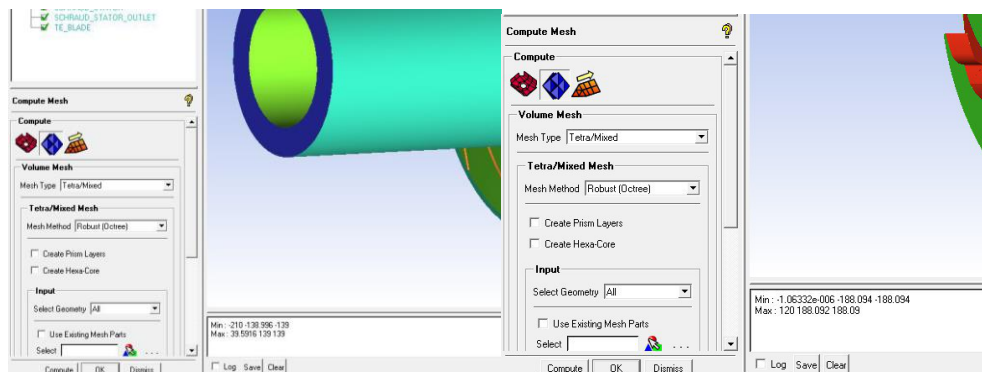
a)

Part	Prism	Hexa-core	Maximum size	Height
BODY	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>		
CURVES_NA	<input type="checkbox"/>		0	
DISCH_SIDE_BLADE_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		6	
HUB_STATOR_INPUT_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		7	
INPUT_NA	<input type="checkbox"/>		7	
LE_BLADE_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		1	
OUTPUT_NA	<input type="checkbox"/>		7	
POINTS_NA				
SHRAUD_STATOR_INPUT_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		7	
STATOR_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		7	
SUC_SIDE_BLADE_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		5	
TE_BLADE_NA	<input checked="" type="checkbox"/>		1	

б)

Рисунок 3.7 – Задання розмірів тетраедричних та призматичних комірок (а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Після цього було виконано побудову спроектованих тетраедричних комірок, як показано на рисунку 3.8



a)

б)

Рисунок 3.8 – Побудова тетраедричної сітки (а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

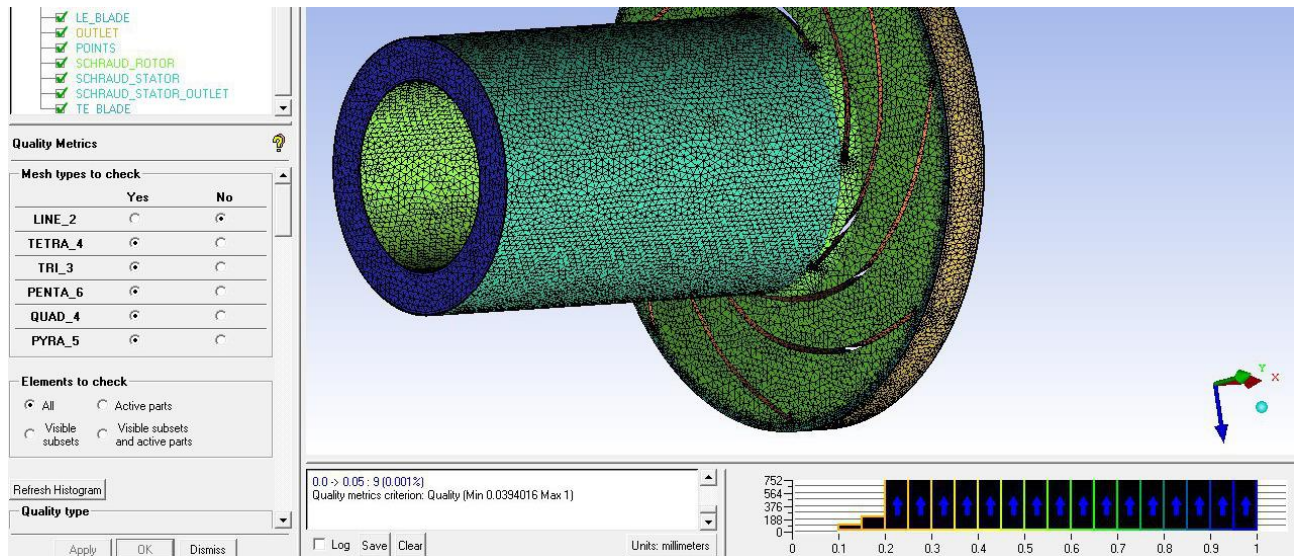
Важливим етапом в проектуванні розрахункової сітки є перевірка якості комірок. Це необхідно для покращення швидкості та якості результатів розрахунків

та уникнення ймовірності результату розрахунку, при якому розрахунок може не дати правильного результату.

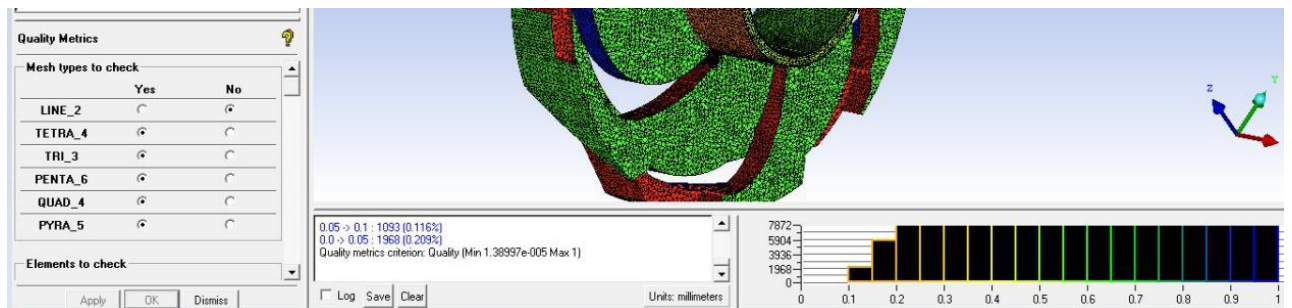
Перевірка якості сітки виконана як показано на рисунку 3.11.

Як видно з рисунку мінімальна якість комірок лежить в межах 0,1 – 0,2. Для коректних результатів розрахунку необхідна мінімальна якість комірок становить приблизно 0,3. Отже, був виконаний процес «згладжування» комірок, який полягає в підвищенні якості комірок шляхом деякої зміни їх форми (див. рисунок 12).

Отриманий результат після процесу «згладжування» становить 0,2 – 0,3, що задовольняє необхідні умови.

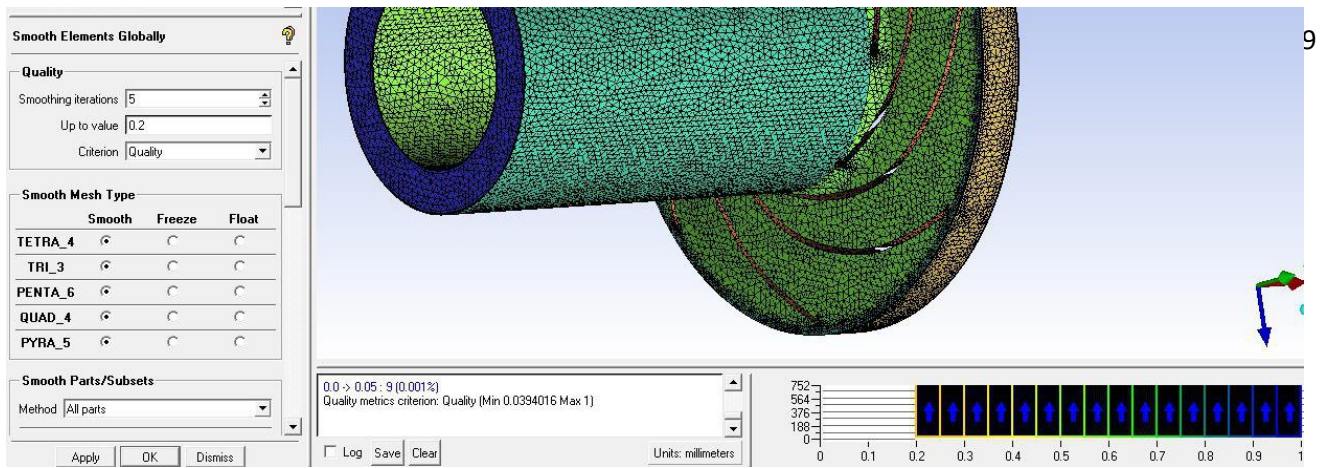


а)

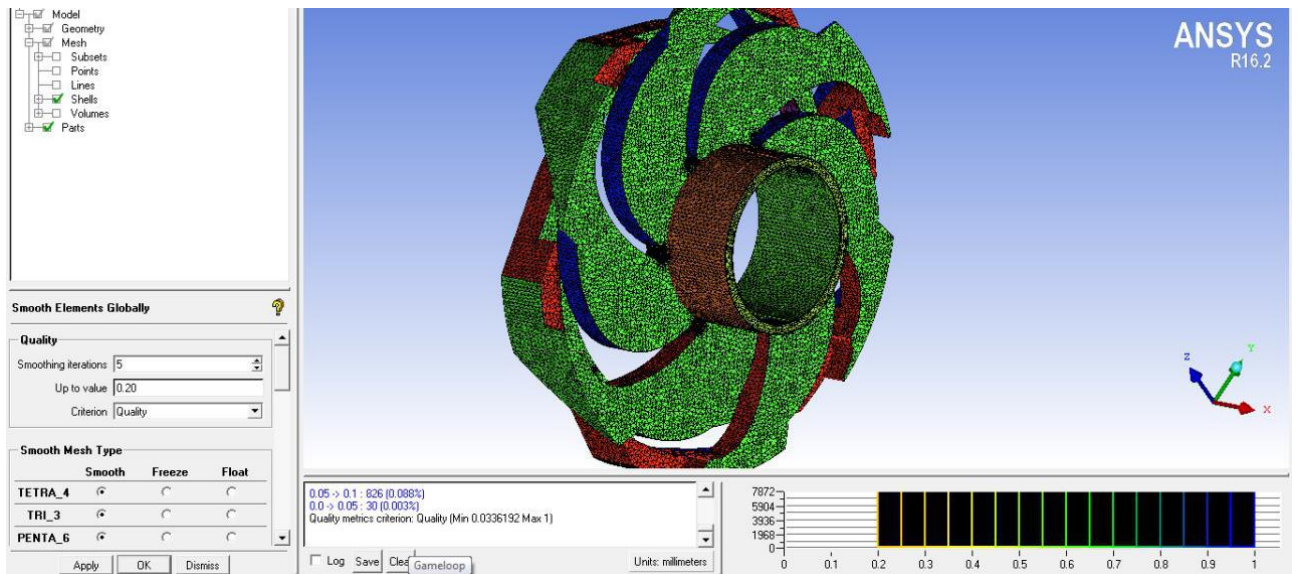


б)

Рисунок 3.9 – Перевірка якості сітки
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)



a)



б)

Рисунок 3.10 – «Згладжування» комірок сітки
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Після цього було виконано побудову призматичного шару комірок, яка є аналогічною до побудови тетраєдрної сітки.

Як бачимо на рисунку 3.10 перехід від призматичного шару до тетраєдрного був достатньо плавним з точки зору зміни розміру комірок. Отже, це дає змогу зробити висновок, що призматичний шар був побудований достатньо якісно.

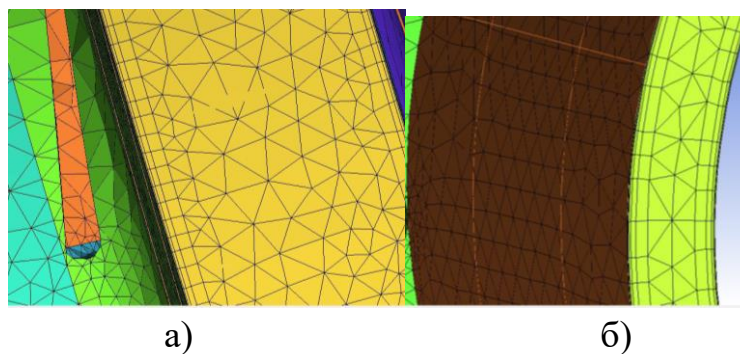


Рисунок 3.11 – Побудова призматичного шару комірок
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Остаточна розрахункова сітка показана на рисунку 3.12.

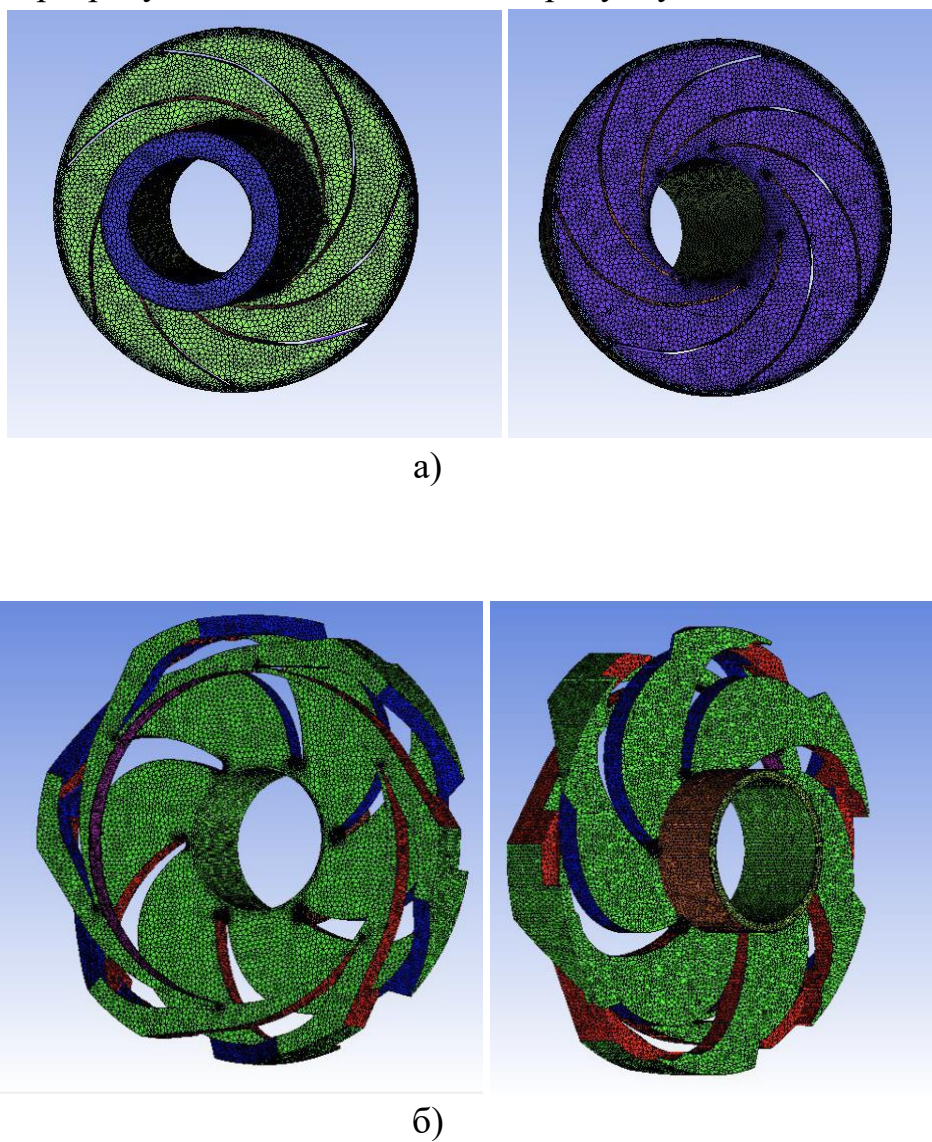
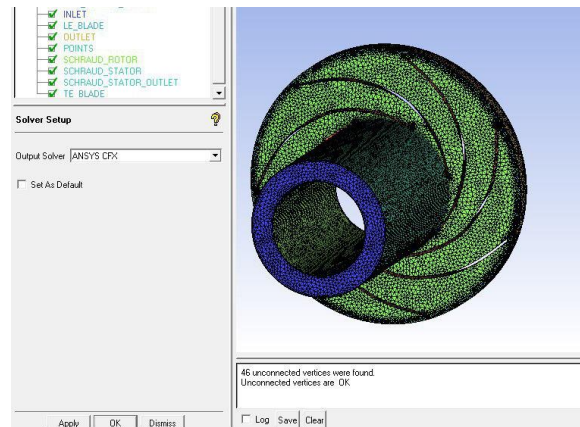
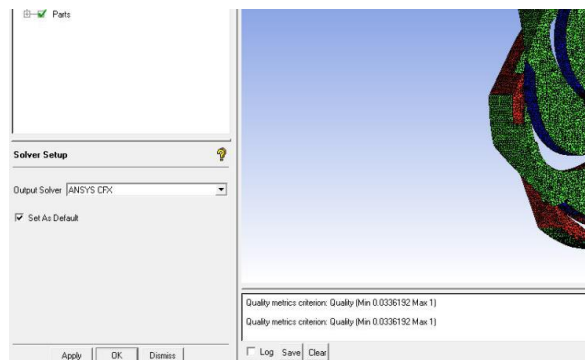


Рисунок 3.12 – Загальний вигляд отриманої розрахункової сітки
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Останнім етапом побудови сітки є її збереження. Для цього необхідно обрати в якості програми для збереження ANSYS CFX і натиснути кнопку write input (див. рисунок 3.13).



а)



б)

Рисунок 3.13 – Збереження розрахункової сітки
(а- робоче колесо, б- направляючий апарат)

Кінцева розрахункова сітка для робочого колеса має 636 тис. комірок, а для направляючого апарату 951 тис. комірок.

3.3 Створення моделі та задання граничних умов

Створення розрахункової моделі (рис.3.14) проводилось в пакеті CFX-Pre 16.2. Робочим середовищем виступала нафта з температурою 25°C, режим – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна $k-\epsilon$ модель турбулентності.

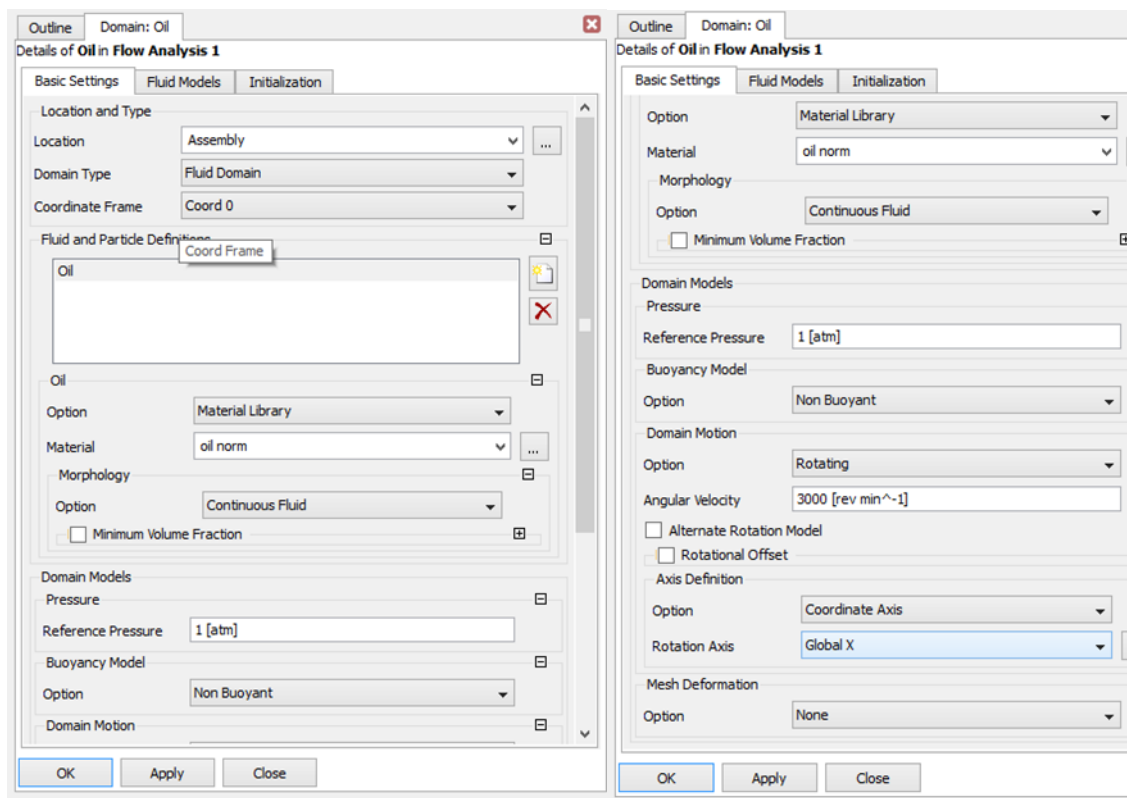
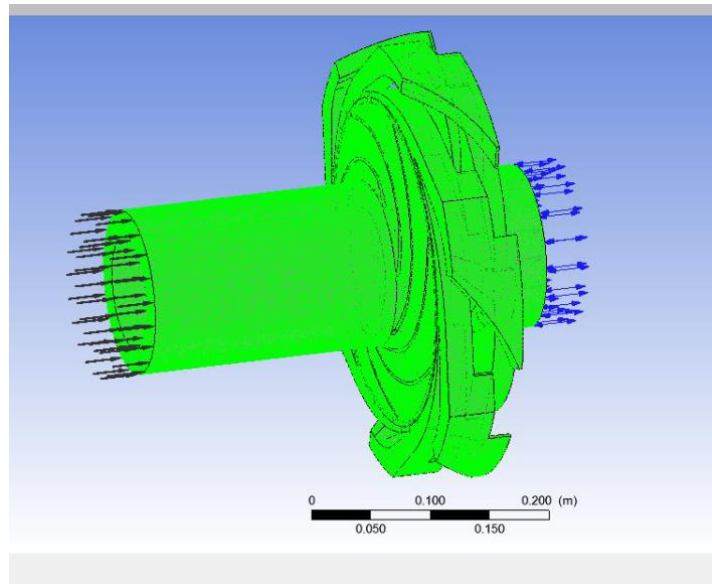


Рисунок 3.14 – Розрахункова модель

В якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата через один канал робочого колеса, що дорівнює 50 кг/с (що дорівнює об'ємній подачі 180 м³/год).

Границя входу розміщена на достатньому віддаленні від вхідної кромки лопаті.

В якості граничної умови на виході з розрахункової області задавався статичний тиск. В даному випадку, так як в подальшому всі дослідження та

порівняння проводились для відносних величин, то на виході була задана величина тиску, рівна 10 МПа.

Враховуючи те, що передбачається наявність зворотних течій на виході з розрахункової області, то тип граничної умови був заданий як «opening». Границя на виході встановлювалась на деякій відстані від вихідної кромки лопаті.

Шорсткість стінок була прийнята 6,3 мкм.

Критерієм збіжності було досягнення точності 10^{-6} , що є достатнім для наукових розрахунків. Також був заданий вираз для визначення напору.

Крім того було задано критерій збіжності для визначення напору (див. рисунок 3.15).

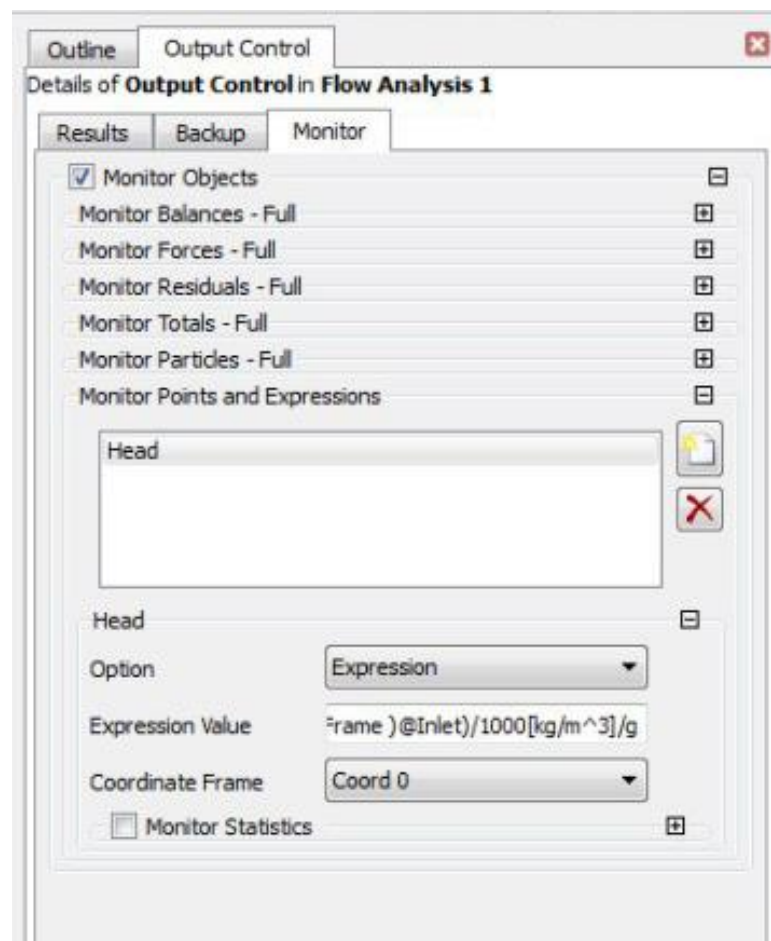


Рисунок 3.15 – Критерій збіжності для визначення напору

3.4 Виконання розрахунків

Розрахунок проводився в додатку CFX-Solver 16.2. Для збіжності рівнянь Рейнольдса знадобилося 291 ітерації (див. рисунок 3.16 3.17). В результаті розрахунків були отримані величини швидкості та тиску в кожній комірці розрахункової сітки, а також напір, що створюється насосом.

З рисунків 3.16 та 3.17 видно, що розрахунки зійшлися з необхідною точністю. Критерій точності за напором був досягнутий ще на 169 ітерації.

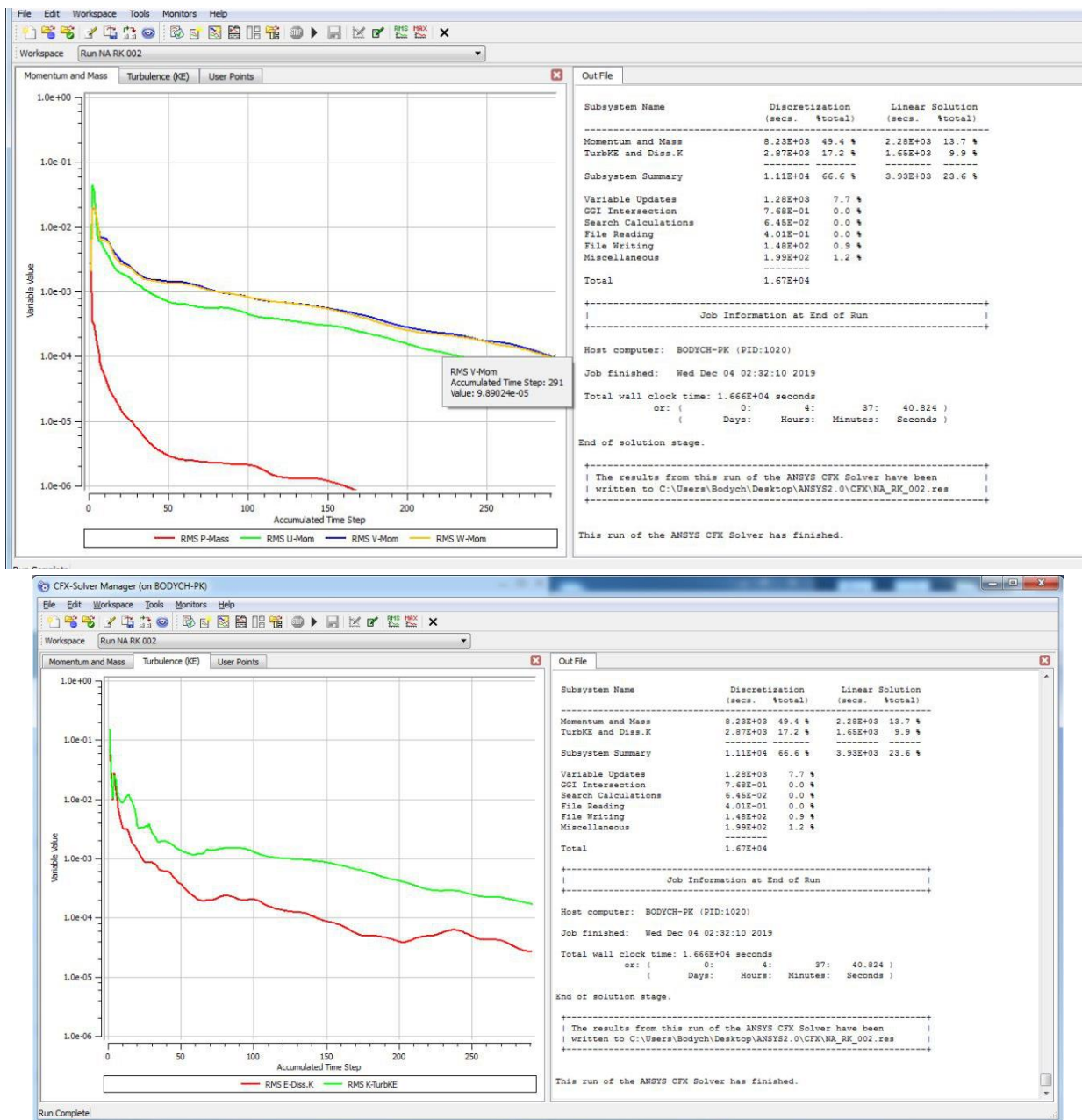


Рисунок 3.16 – Графічні зображення розрахунків

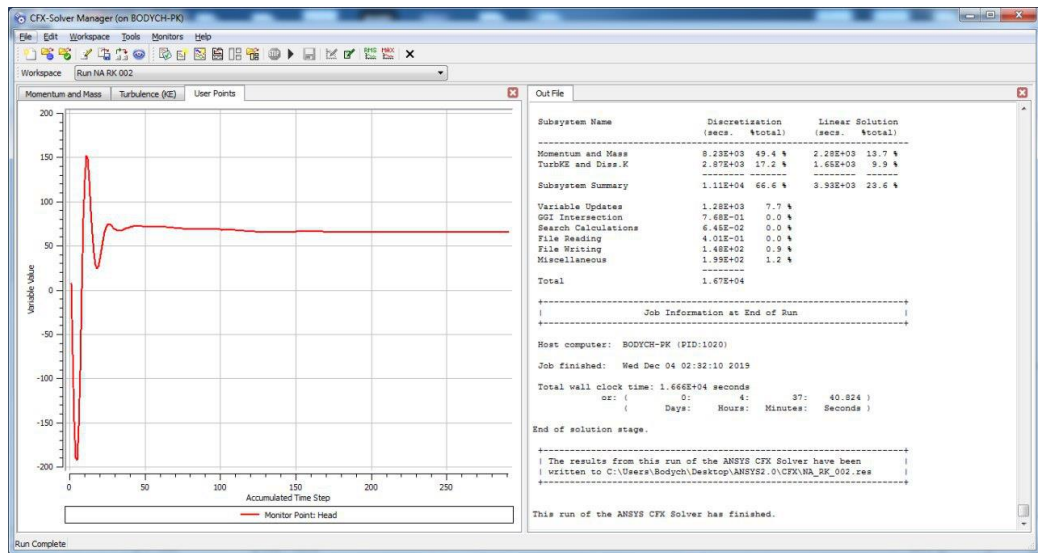


Рисунок 3.17 – Графічне зображення розрахунку напору

3.5 Аналіз отриманих даних

Аналіз отриманих результатів виконується у графічній та чисельній формах. Графічна форма полягає в оптимізації потоку всередині робочого колеса з точки зору його безвідривності від поверхонь робочого колеса. Чисельна форма дозволяє знайти деякі необхідні чисельні параметри (наприклад напір, колова складова абсолютної швидкості, тощо).

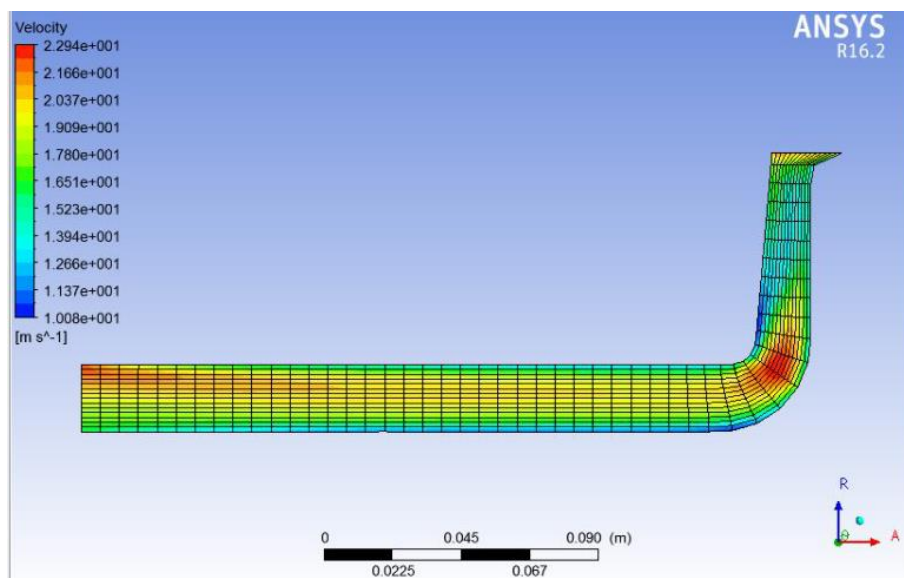


Рисунок 3.18 – Графік розподілу меридіональної складової абсолютної швидкості (V_m) при різних шкалах

Графіки показують, що в цілому спроектований меридіональний переріз досить вдалим. Значні відриви потоку відсутні. Це підтверджує також і графік розподілу швидкості в абсолютній формі.

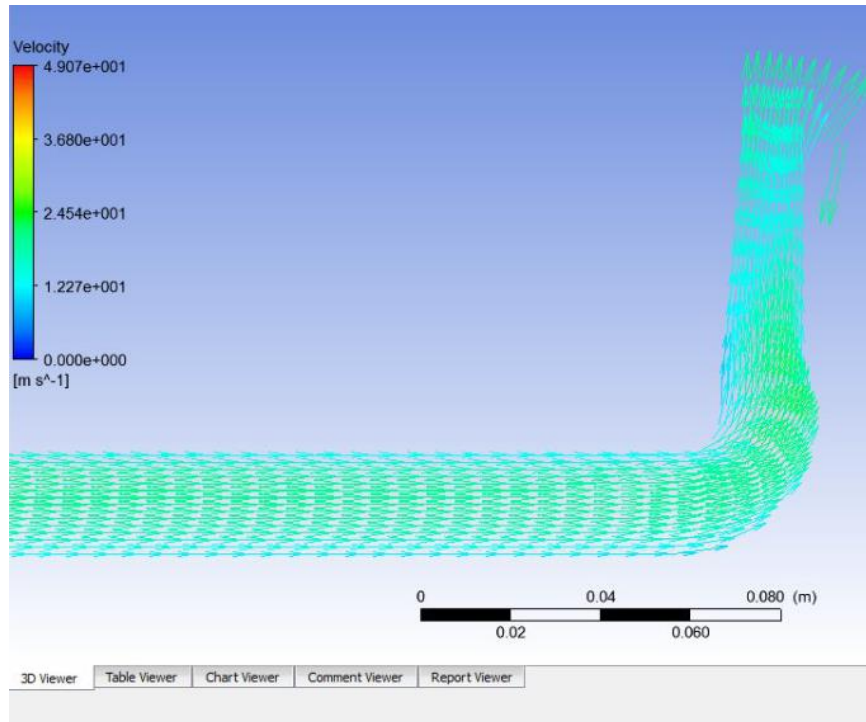


Рисунок 3.19 – Графік розподілу абсолютної швидкості у векторній формі

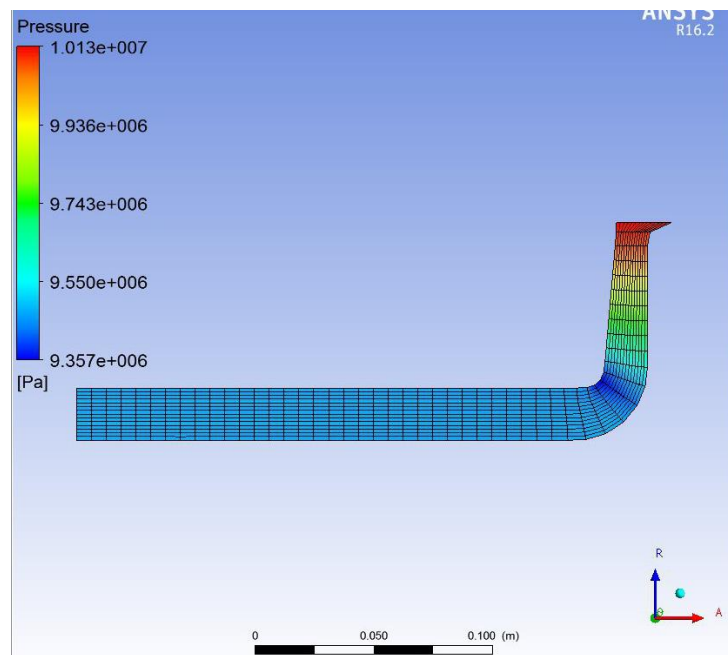


Рисунок 3.20 – Графік розподілу тиску при різних шкалах

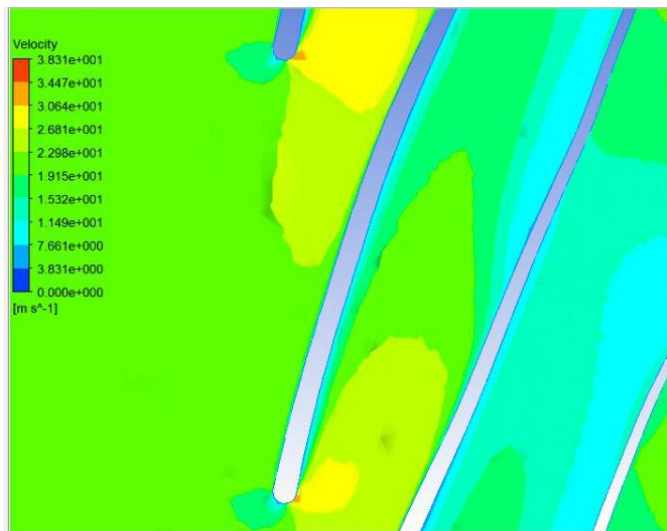


Рисунок 3.21 – Графік розподілу абсолютної швидкості у міжлопатевому каналі

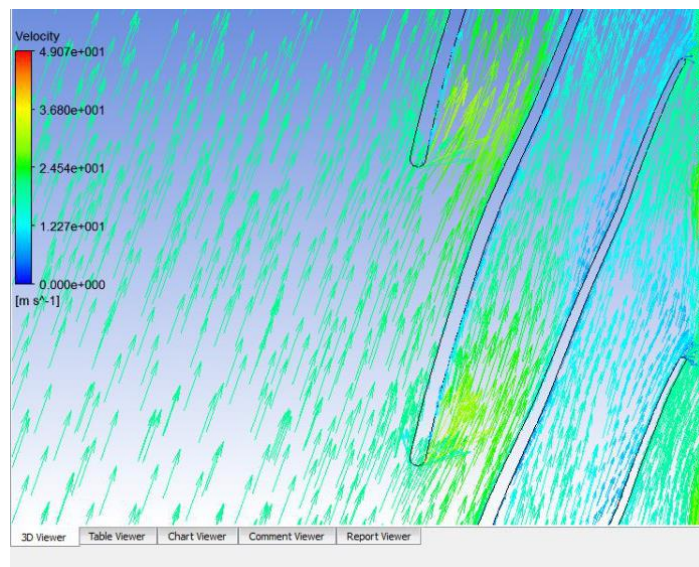


Рисунок 3.22 – Графік розподілу абсолютної швидкості у міжлопатевому каналі у векторній формі

Графіки розподілу абсолютної швидкості у міжлопатевому каналі (рисунок 20– 21) показують відсутність значних перепадів швидкостей у між лопатевому каналі, що вказує на гарну якість проектування з точки зору покращення гідравлічного ККД.

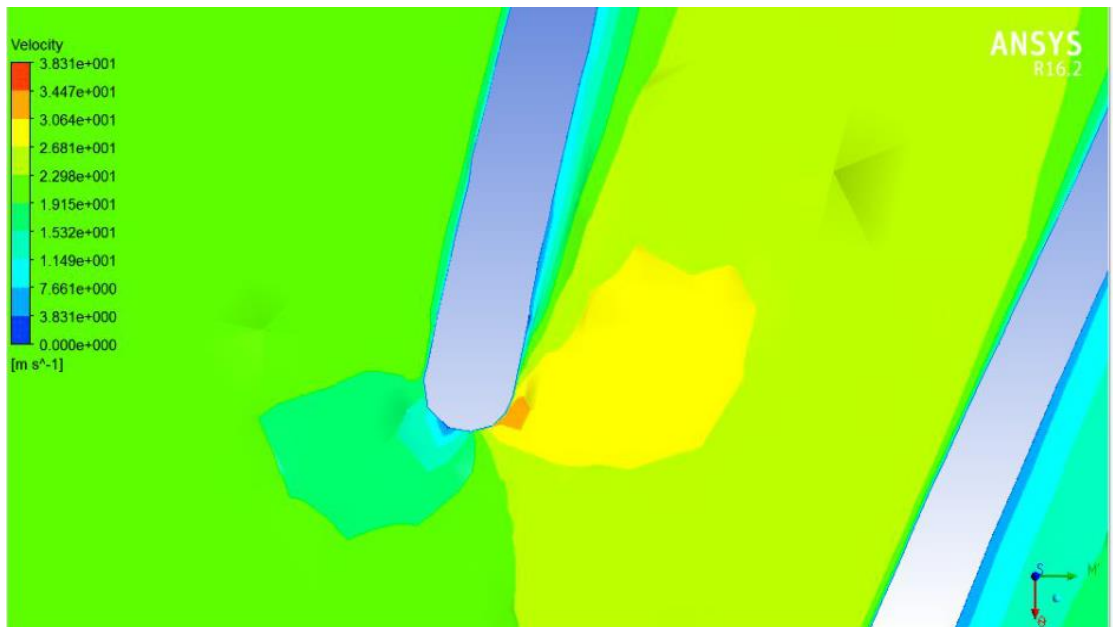


Рисунок 3.23 – Графік розподілу абсолютної швидкості поблизу входу в робоче колесо

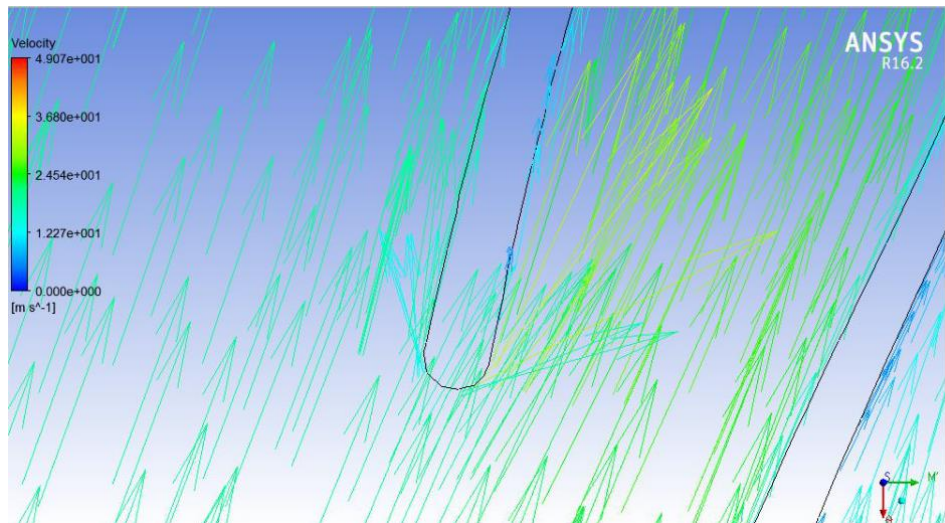


Рисунок 3.24 – Графік розподілу абсолютної швидкості на вході в робоче колесо у векторній формі

Графіки розподілу абсолютної швидкості поблизу входу в робоче колесо насоса показують наявність деякого кута атаки, який вводиться для покращення кавітаційних характеристик насоса.

Але це не погіршує гідравлічний ККД насоса в значній мірі, так як на графіках немає значних перепадів швидкостей в зоні поблизу язика, що вказує на відсутність значних відривів потоку на вході в робоче колесо.

В цілому отримані значення дещо гірші, ніж отримані розрахунковим шляхом, але це і показує різницю між розрахунковим і чисельним розрахунком, так як в теоретичних розрахунках ми маємо діапазон коефіцієнтів які і могли дати таку різницю.

Для отримання оптимальної точки було також проведено повторні розрахунки за допомогою яких можна визначити оптимальні параметри для даної моделі ступені.

Повторно було задано розрахунок з заданням подачі: 108 л/год, 144 л/год та 216 л/год. По отриманих результатах будуємо характеристику даного насоса.

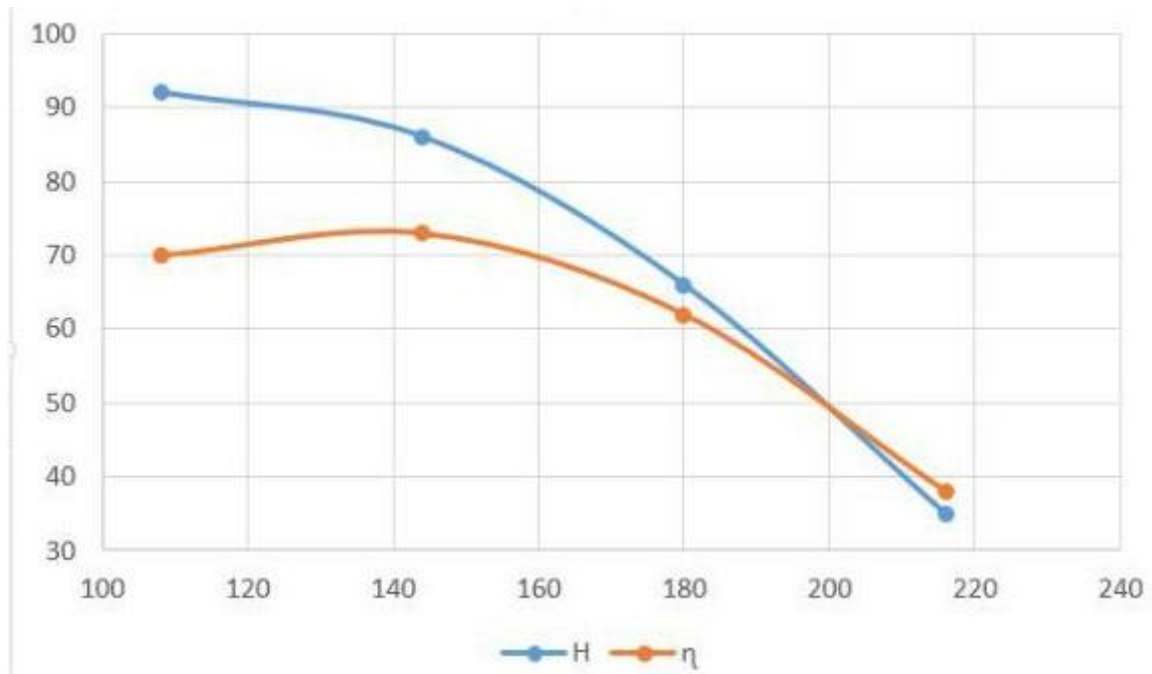


Рисунок 3.25 – Характеристика насоса

Згідно характеристики було визначено оптимальні параметри насоса з даною конструкцією робочого колеса та направляючого апарату.

Оптимальні параметри насосу:

Тиск насоса складає:

$$H = 86 \text{ м};$$

Подача насоса становить:

$$Q = 144 \text{ м};$$

Коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = 73\%.$$

Виходячи з розрахунків можна висновки що насос розрахований вірно, але має незначні відхилення від заданих параметрів.

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати при обслуговуванні насосної станції

4.1.1 Механічна небезпека - це загальне позначення всіх фізич-ських чинників, які можуть призвести до травм при механічному русі частин машини, інструментів і викиданні твердих і рідких матеріалів.

Основні види механічної небезпеки:

1. Небезпеки здавлювання, порізу, розрізу або відсікання, намотування, втягування або захоплення, удару тертя або стирання.
2. Небезпеки, викликані розбризкуванням або виходом назовні рідин під високим тиском.
3. Небезпеки, викликані викидом назовні частин машин, що обертаються.
4. Небезпеки, викликані втратою стійкості.

Для запобігання небезпек по 1 і 3 повинні бути вжиті заходи безпеки:

- округлення або зняття гострих кромок, кутів;
- видалення ґрата, окалини;
- огороження обертових виступаючих призматичних шпонок, муфт (при цьому має бути забезпечений вільний доступ до ущільнень вала для контролю кінцевих ущільнень і їх регулювання);
- демонтаж огорож (муфт) - тільки за допомогою інструменту.

Для запобігання (або зниження) виходу назовні рідин по 2 необхідно:

- використання надійних ущільнень по валу (кінцеві ущільнення) і ущільнень (металеві, гумові і т.д.) корпусних деталей;
- забезпечити збір і відведення витоків (для небезпечних рідин і їх газів);
- забезпечити гідростатичний тиск рідини в корпусних деталях в відповідно до документацією;
- не допускати перевищення значень граничних значень крутного моменту, частоти обертання і розцентровок валів.

Для запобігання втрати стійкості при зберіганні, транспортуванні, збирання та розбирання, при передбачуваному нахилі 10° в будь-якому напрямку, повинні бути проведені необхідні розрахунки розташування центру тяжіння і, в необхідних випадках, застосовані пристосування для збереження стійкості (не допускається погойдування насоса або його корпусу на своїх патрубках). У документації повинні бути вказані рекомендації по строповке і кріпленню при монтажі і транспортуванні.

Контроль щодо попередження механічних небезпек:

- Експертиза конструкторської документації, проточних розрахунків і експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях досвідченого (головного) зразка.
- Візуальний контроль (про наявність огорожень муфт, відсутність гострих кромки, наявність пристосувань, відсутність течі).
- Контроль зовнішніх витоків з кінцевих ущільнень вала.

4.1.2 Електрична безпека.

Електрична безпека може стати причиною травми або смерті від електрошоку чи опіків унаслідок:

- контакту людей з частинами, що перебувають під напругою (прямий контакт);
- контакту людей з несправними частинами, що перебувають під напругою при порушенні ізоляції (непрямий контакт);
- наближення людей до зони високої напруги;
- непридатності ізоляції для використання в даних умовах;
- електростатичних процесів;
- теплового випромінювання або таких процесів, як, наприклад, розбрикування розплавлених речовин, хімічних процесів при коротких замиканнях, перевантаження і т.д.

Електричні засоби безпеки насосного агрегату зазвичай забезпечують електробезпекою комплектуючого електрообладнання (електродвигуна), які підтверджуються сертифікатом відповідності. В умовах експлуатації двигуни повинні заземлюватися.

Насоси (агрегати), призначені для експлуатації в вибухо-пожежонебезпечних виробництвах хімічної, нафтохімічної, нафтопереробної промисловості та інших галузей, призначених для перекачування рідин, що накопичують статичну електрику, проходять контрольні випробування на захист від статичної електрики відповідно до чинних норм і правил. Зазвичай такі насоси мають власні заземлюючих пристроїв.

В необхідних випадках перевіряються:

- питомий об'ємний або поверхневий електричний опір матеріалу проточної частини насоса, яка повинна бути не більше 105 Ом м і визначається для твердих матеріалів і для пластмас;

- наявність заземлюючого пристрою і його опір, яке повинно бути не більше 100 Ом;

- інші вимоги (показники), пов'язані зі статичною електрикою відповідно до правил, якщо в цьому є необхідність, і вона передбачена ТУ і ПМ на конкретний виріб.

Електричні показники безпеки для електродвигунів, для електрона-сосни агрегатів визначаються відповідно за стандартами.

Контроль щодо попередження електричних небезпек:

- Експертиза конструкторської та експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях досвідченого (головного) зразка.

- Перевірка при експлуатації виконання вимог, зазначених в інструкції з експлуатації (наявність кожухів, що запобігають пряме попадання рідин або твердих речовин до електричних з'єднань, наявність пристрою для розмикання енергопостачання насосного агрегату).

4.1.3 Небезпека від впливу шуму насосного агрегату або установки.

Шум може призвести до таких наслідків:

- тривалого порушення слуху;

- шуму у вухах;

- втоми стресу і т.д.;

- інших наслідків, наприклад до порушення рівноваги ослаблення уваги і

т.д.;

У стандартах, як правило, не розглядаються шляхи зменшення можливих небезпек, тому що виробник насоса не повинен враховувати рівень шуму, що виникає крім насоса в експлуатаційних умовах. Виробник зобов'язаний виконувати вимоги щодо зниження шуму спільно з Генпроектантом об'єкта в технічно досяжних межах (знаходження персоналу в звукоізолюваному приміщенні, обмеження часу на обслуговування насосного агрегату, розташування агрегатів в необслуговуваних приміщеннях, капотування і т.д.)

4.1.4 Небезпека від впливу вібрації насоса (агрегату).

Значна вібрація (або меншої сили протягом тривалого часу) може бути причиною порушення здоров'я людини. Виробник зобов'язаний виконувати вимоги по досягненню норм вібрації в технічно допустимих межах.

Як правило, це досягається визначенням технічної допустимої вібрації на корпусах підшипникових опор ротора (для збереження працездатності та ресурсу роботи насоса і для зниження рівня вібрації насоса на фундаменті).

4.1.5 Небезпека, що виходить від матеріалів і речовин.

Матеріали, які використовуються при виготовленні насосів і ре-ства (середовища), які подаються насосами (агрегатами), можуть представляти небезпеку:

- Контакт з рідинами, газами, туманами, парами або їх вдихання, має шкідливий, отруйний і (або) подразнюючий ефект.

- Пожаро- або вибухонебезпечність.

- Недостатньою стійкості матеріалів в перекачується або навколишньому середовищу (що знижує ресурс або міцність насоса).

Запобіжні заходи (наприклад, відведення токсичних, корозійних та інших небезпечних рідин і їх збір, відведення газів, застосування вибухозахищених двигунів, забезпечення вимог ГДК по ГОСТ 12.005) повинні бути вказані в інструкції з експлуатації виробника, які повинні виконуватися Споживачем і контролюватися органами нагляду.

Недостатня відповідність машин властивостями і здібностями людей може проявитися в такій формі:

- фізіологічні прояви, які є наслідком нездорової робочої пози, фізичним напругою;
- психофізіологічні прояви, які є наслідком розумової пере-грузки або недостатньої навантаження, стресу і т.д., що виникають під час робочого процесу, процесу контролю за роботою агрегату або технічного обслуговування агрегату в рамках кордонів її передбаченого використання;
- помилки оператора.

Щоб уникнути небезпек необхідно на стадії проектування насосів (агрегатів) і документації Генпроектанта об'єкта експлуатації дотримуватися ергономічні принципи проектування, викладені в ГОСТ 12.2.003, EN 809, і в стандартах ССБТ, в тому числі:

- сигнальні кольори безпеки;
- зручне і легкодоступний розташування (відключають) пристроїв, приладів;
- легка впізнаваність знаків, що виключають помилки оператора і т.д.

Контроль виконання заходів безпеки зводиться до експертизи документації, в тому числі і експлуатаційної, на стадії приймання дослідного (головного) зразка.

4.1.7 Небезпеки, які виходять із порушення в електропостачанні, руйнування частин машин і інших випадків нештатної роботи.

До таких небезпек відносяться:

- Несправність, неправильне спрацьовування системи управління;
- Неправильні збірки (монтаж);
- Несподіваний (ненавмисний) пуск.

Небезпеки, які можуть привести до помилкової збірки повинні бути конструктивно виключені.

Якщо застосовуються сполучні елементи мають особливі вимоги, то сполучні елементи, з якими їх можна сплутати, для інших з'єднань повинні бути такої ж якості.

Якщо після відключення насосного агрегату може виникнути зворотний потік через насос, то виробник / постачальник повинен вказати на необхідність пристрої для запобігання зворотного потоку (наприклад, зворотний клапан).

Щоб уникнути неправильного обертання, напрямку обертання насоса повинно бути позначено за допомогою прикріпленою (відлітою) стрілкою на помітному місці і має колір, контрастний з насосом. Стрілка повинна бути в довговічному виконанні. Правильність напрямку обертання перевіряється в умовах виготовлення і пускових (монтажних) робіт.

Допоміжні трубопроводи, які мають велике значення для роботи насоса, повинні бути вказані в інструкції з експлуатації або в монтажному кресленні.

Якщо є можливість помилки при приєднанні, то такі місця повинні бути чітко позначені на насосі.

Якщо існує небезпека ненавмисного пуску, то спільно з Генпроектанта об'єкта експлуатації, повинні бути передбачені заходи, що виключають такої пуск.

Заходи з метою уникнення небезпек, викликані позаштатними ситуаціями повинні бути вказані в інструкції з експлуатації.

4.1.8 Небезпеки внаслідок відмови і (або) неправильного приписи захисних заходів.

Небезпеки можуть представляти:

- Всі види захисних пристроїв;
- Всі види відокремлюють захисних пристроїв;
- Всі види інформаційних або попереджувальних пристроїв;
- Заходи на випадок аварії;
- Необхідне обладнання та приладдя для безпечної налаштування і (або) зміст їх в справності.

Для запобігання цих небезпек необхідно:

- відкриваються або знімаються захисні пристрої повинні бути конструктивно виконані так, щоб помилкова їх зміна місцями не позначилася на заходи щодо зниження ризику.
- демонтаж захисних пристроїв, призначених для зменшення небезпеки при дотику до насоса або частинам агрегату, повинен проводитися за допомогою інструменту.
- якщо з умов безпеки насосів (агрегатів) необхідні контрольно-вимірювальні або сигналізують прилади, то для них повинні бути передбачені місця приєднання.
- якщо необхідний аварійний останов за допомогою ручного втручання, то повинні бути передбачені заходи, що зберігають безпеку об'єкта експлуатації і насосного агрегату (наприклад, перехід на резервний насос). Якщо в разі контрольної перевірки виявиться, що звичайне відключає пристрій буде використовуватись як аварійне з такою ж ефективністю, то воно позначається як таке.
- якщо для монтажу і експлуатації потрібен спеціальний інструмент, то він повинен регламентуватися Виробником і пропонуватися до постачання.
- інструкція та регулювання запобіжних пристроїв (запобіжний клапан, байпас) повинно здійснюватися за допомогою інструменту або ж вони повинні бути закриті кожухами так, щоб відкриватися за допомогою інструменту. виробник повинен вказати на можливі ризики внаслідок неправильної настройки таких пристроїв.

1. До монтажу та експлуатації насоса допускається кваліфікований персонал, що володіє досвідом з експлуатації, ремонту і обслуговування насосного устаткування, ознайомлений з конструкцією насоса [8, с.10].

Монтаж і обслуговування, ремонт необхідно проводити відповідно до паспорта.

2. При роботі і обслуговуванні насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами можуть бути [8, с.16]:

- ураження електричним струмом;
- обертові елементи сполучної муфти;
- високий тиск всередині насоса;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень статичної електрики.

3. Істочники небезпеки:

- електричний струм, що підводиться для живлення двигуна;
- шум і вібрація, які виходять від насосного агрегату;
- поверхні агрегату, що знаходяться під високим тиском нагнітання;
- переміщається по трубопроводах рідина.

4. Проектна документація на установку насосного агрегату повинна розроблятися спеціалізованою проектною організацією відповідно до вимог діючих стандартів, норм і правил паспорта і загальних ергономічних вимог по ГОСТ 12.2.049-80.

Агрегат повинен бути встановлений з урахуванням зручного і безпечного обслуговування при експлуатації і ремонті.

Відстань від стінок та іншого обладнання повинні відповідати чинним нормам.

При пусках і експлуатації біля агрегату не повинні знаходитися сторонні предмети, що заважають нормальному його обслуговування.

5.Общіе вимоги безпеки повинні відповідати «Правил будови електроустановок» (ПУЕ) і ГОСТ 12.02.003-91.

6.При вантажно-розвантажувальних роботах вимоги безпеки повинні відповідати ГОСТ 12.3.009-76 і ГОСТ 12.3.020-80.

7. При підйомі і установці насоса строповку виробляти за монтажною схемою. Забороняється піднімати насос за вал.

8.Муфта, що з'єднує ротори насоса і двигуна, повинна мати надійно закріплені захисні огороження.

9.Ремонт насоса повинен проводитися при закритих засувках на вході і виході, після його охолодження і спорожнення, з відключеним від мережі двигуном.

10.Виполнять технічне обслуговування на працюючому насосі не допускається.

11.Періодіческое обслуговування насосного обладнання повинно проводитися із застосуванням засобів індивідуального захисту органів слуху за ГОСТ 12.4.051-87 не більше 15 хвилин в зміну (8 годин). Решту часу обслуговуючий персонал повинен перебувати в приміщенні, що задовольняє вимогам ГОСТ 12.1.003-83 і ГОСТ 12.1.012-90.

12.Установка електрообладнання повинна відповідати вимогам «Правил улаштування електроустановок» (ПУЕ).

Плита, на яку встановлюється насос і двигун, повинна бути заземлена відповідно до ГОСТ 12.1.030-81.

13.Поверхності насоса і трубопроводів, температура яких перевищує 45°C, повинні бути теплоізовані на місці експлуатації.

14.Требования безпеки до двигуна - відповідно до технічної документації на його поставку.

15.Мікроклімат робочої зони для проведення періодичного обслуговування агрегату повинен відповідати категорії робіт 11а, для проведення ремонтних робіт - 11б, згідно ГОСТ 12.1.005-88.

16.Освещенность для проведення періодичного обслуговування агрегату повинна відповідати розряду V, підрозряду «Б» зорових робіт, для проведення ремонтних робіт - розряду V, підрозряду «В» зорових робіт згідно СніП 11-4-79.

Визначення мінімальних рівнів освітленості при використанні ламп розжарювання має здійснюватися відповідно до СніП 11-4-79.

17. Категорія вібрації - 3 тип «а» згідно ГОСТ 12.1.012-90.

18. Періодичність контролю рівня шуму в місці установки насосного агрегату відповідно до ГОСТ 12.1.003-83.

19. Поміщення, в якому встановлений насосний агрегат, повинно бути обладнане знаками безпеки відповідно до ГОСТ 12.4.026-76.

Загальні вимоги безпеки до випробувального стенду повинні відповідати розділу 2. ГОСТ 12.2.003-91 і паспорту стенду.

До роботи на стенді для проведення випробувань агрегату допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли необхідне навчання та інструктаж з безпеки методів праці при обслуговуванні трубопроводів і посудин, що працюють під тиском, які вивчили технічну документацію на випробувальний стенд, на випробовуваний агрегат, а також на обладнання, що входить до складу стенду.

Поверхні сполучної муфти повинні бути огорожені.

Двигун і струмопровідні елементи повинні бути заземлені відповідно до чинних нормативних документами.

Випробовуваний агрегат, обладнання стенду, засоби вимірювання повинні бути розміщені з урахуванням їх зручною і безпечною експлуатації, при необхідності повинні бути обладнані проходи, переходи та спеціальні місця, що забезпечують вільний доступ до обладнання та засобів вимірювання відповідно до норм на проектування промислових підприємств.

Конструкція і розташування органів управління повинні виключати можливість мимовільного і самовільного включення агрегату.

Органи аварійного відключення повинні бути червоного кольору, відрізнятися формою від інших елементів управління, мати написи про призначення, бути легко доступними для персоналу і виключати можливість пуску до усунення аварійної ситуації.

Технічні обслуговування агрегату, пов'язане з його частковим розбиранням, підтяжкою різьбових з'єднань, заливанням масла і т.д. має проводитися після його зупинки і зниження тиску до атмосферного.

Перевірка дотримання заходів безпеки, пов'язаних з виготовленням і заводськими випробуваннями насосного обладнання повинно проводитися в

установленому порядку відповідальними на те особами, заводський службою з техніки безпеки і органами санепіднагляду. Виявлені при цьому порушення санітарних норм і правил при виготовленні не повинні бути перешкодою по прийманню насосного обладнання ВТК (або іншим контролюючим органом з приймання), якщо виріб відповідає всім вимогам безпечного використання у Споживача. Однак ці порушення можуть розглядатися органами санепідемнагляду і є підставою для тимчасового припинення дії «Гігієнічні висновки на вітчизняну продукцію».

4.3 Заходи з мінімізації небезпечних наслідків, які запроваджуються72 завчасно та у разі загрози затоплення

Осередком ураження при повені називається територія, в межах якої виникли затоплення місцевості, псування і руйнування будинків, споруд та інших об'єктів, з ураженням і загибеллю людей, тварин і рослин, псуванням продуктів харчування, добрив.

Повінь –це значне затоплення місцевості в результаті підйому рівня води у річці, озері, водосховищі викликане різними причинами (весіннє сніготанення, випадіння, дощів, заторів льоду на річках, прорив греблі, прорив огорожувальних дамб, вітрового нагону води.

Фактичні матеріальні втрати від повені виявляються в псуванні і руйнуванні гребель, житлових і виробничих будівель, автомобільних і залізничних доріг, мереж електропередач і зв'язку, систем меліорації, загибелі тварин і врожаю сільсько-господарських культур, псуванню продуктів харчування, кормів, добрив і т.п.

Греблі – як природні, так і штучні – повинні знаходитися під пильним спостереженням спеціалістів-гідротехніків з експлуатаційного персоналу, представників науково-дослідних та інших спеціалізованих організацій. У разі небезпеки прориву штучної греблі необхідно вжити таких заходів щодо недопущення події, наприклад, регулюванням стоку води форсованим спрацюванням водосховища, транзитним пропуском води. Якщо існує небезпека прориву греблі природного водосховища, то необхідно вжити заходів щодо укріплення стіни греблі або викликати прорив у менш небезпечному напрямку.

Для запобігання можливим раптовим проривам на греблях водосховищ завчасно виконуються такі заходи:

а) адміністративні:

- обмеження будівництва житлових будинків і об'єктів господарювання у місцях, які підпадають під дію можливої хвилі прориву затоплення;

- евакуація населення із зон, де час приходу хвилі прориву після руйнування греблі становить менше за чотири години – терміново, а з решти території – при виникненні загрози затоплення;

б) інженерно-технічні:

- обвалування (будівництво дамб);

- створення надійних дренажних систем;
- берегоукріплювальні роботи щодо запобігання зсувам, обвалам тощо;
- улаштування гідроізоляції та спеціальних кріплень на будинках і спорудах;
- насадження низькостовбурових лісів із вільхи, верби, осики і берези, що збільшує шорсткість поверхні і сприяє зменшенню швидкості хвилі прориву.

Населення необхідно ознайомити із системою попередження про небезпеку. З метою забезпечення життя і здоров'я громадян, зменшення матеріальних втрат та недопущення шкоди підприємствам, установам і організаціям, матеріальним і культурним цінностям у разі загрози та виникнення надзвичайної ситуацій оповіщують та інформують населення.

Рекомендації щодо дій населення в умовах загрози руйнування греблі водосховищ

- оповіщуються усі населені пункти, які попадають у зону можливого катастрофічного затоплення;
- завчасно плануються можливі маршрути евакуації на підвищені ділянки місцевості. Необхідно передбачити, що брати з собою в евакуацію;
- після надходження інформації про небезпеку руйнування греблі водосховища, необхідно терміново евакуюватися на підвищену ділянку і знаходитися там до того часу, поки не зійде вода або не буде передана офіційна інформація, що небезпека минула.

Після спаду води необхідно дотримуватися таких правил:

- остерігатися обірваних проводів, проводів, які провисли, повідомляти про наявність таких пошкоджень, а також про руйнування каналізації і водопровідних мереж у відповідні комунальні служби;
- не можна вживати в їжу продукти, які знаходилися в контакті з водяними потоками;
- питну воду перед вживанням необхідно перевірити на придатність. Колодязі з питною водою повинні бути осушені і вичищені;
- усі будинки повинні бути оглянуті, складені акти огляду щодо придатності для проживання, а також для проведення аварійно-відновних робіт;

- при входженні в будинок не слід користуватися відкритим вогнем, оскільки у приміщенні може виявитися газ або вибухонебезпечна речовина;

- не використовувати джерела енергоспоживання, поки не будуть перевірені джерела енергозабезпечення;

- необхідно відкрити всі двері і вікна для просушки будинків, прибрати вологе сміття, дати можливість підлогам і стінам висохнути.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1977. — 288 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. — Сумы : СумГУ, 2009. — 220 с.
3. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / А. Н. Машин. — М. : МЭИ, 1976. — 55 с.
4. Мелашенко В. И. Профилирование лопатей рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / В. И. Мелашенко, А. В. Зуев, А. И. Савельев. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. — 50 с.
5. Лопастные насосы : справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. — 334 с.
6. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.; Л. : Машиностроение, 1966. — 364 с.
7. Машин А. Н. Лопастные насосы и насосные станции : учеб. пос. / А. Н. Машин. — М. : МЭИ, 1980. — 64 с.
8. ГОСТ 31839-2012 (EN 809:1998) Насосы и агрегаты насосные для перекачки жидкостей. Общие требования безопасности
9. ГОСТ 12.1.003-83 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности (с Изменением N 1)
10. ГОСТ 12.3.009-76 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Работы погрузочно-разгрузочные. Общие требования безопасности (с Изменением N 1)
11. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (с Изменением N 1).