

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:

Проектування відцентрового насоса спірального типу з параметрами $Q=630$
м³/год, $H=90$ м

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

Виконавець роботи

(підпис)

Косторной Д.О.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Гусак О.Г.
(прізвище, ініціали)

Суми 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ	8
2 ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	11
2.1 Геометричні розрахунки	11
2.2 Побудова меридіанного перерізу	20
2.3 Профілювання лопаті	24
3 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ	34
3.1 Розрахунок характеристики насоса Д 630-90 за допомогою чисельного дослідження	42
4 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА	56
4.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	56
4.2 Розрахунок опорних підшипників	57
5 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	60
5.1 Розрахунок вала на статичну міцність і витривалість	60
5.2 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом	62
6 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	64
6.1 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса	64
6.2 Опис характеристик визначеного типу виробництва	64
7 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	65
7.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при експлуатації насосної установки.	65
7.2 Розрахунок шуму	70
8 РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ РАДІАЛЬНОЇ І ОСЬОВОЇ СИЛИ У ПРОЕКТОВАНОМУ НАСОСІ ТИПУ Д.	74
8.1 Розрахунок радіальної сили у однозавитковому і у двозавитковому спіральних відводах	74
8.2 Розрахунок радіальної сили у двузавитковому спіральному відводі	78
ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	83
ДОДАТОК А	

ВСТУП

В даний час виникає необхідність створення нових конструкцій, нових виконань і модернізації насосних агрегатів, що серійно випускаються.

Насосами називаються гідравлічні машини для переміщення рідин шляхом підвищення енергії робочого середовища. Насоси широко застосовуються у всіх галузях народного господарства, у тому числі і в трубопроводному транспорті, де всі основні виробничі процеси пов'язані з переміщенням по трубопроводах різних рідин. Насоси перекачують воду, нафту, нафтопродукти, глинисті і цементні розчини, холодні і гарячі рідини.

Створення нових галузей промисловості поставило конкретні завдання перед насособудуванням. Все це привело до розвитку могутньої бази з насособудування в нашій країні. Перед конструкторами нашої країни стоять великі завдання по створенню насосів економічніших, таких, що відрізняються малою питомою металоємністю, високим ступенем уніфікації. Це спонукатиме подальшому розвитку дослідницьких, технологічних і проектних конструкторських робіт в області насособудування.

У дипломному проекті я спроектував насос типу Д з двозавитковим спіральним відводом з параметрами $Q = 630 \text{ м}^3/\text{г}$ та $H = 90 \text{ м}$.

Насос типу Д – з горизонтальним валом, одноступеневий-призначений для перекачування води і інших рідин при температурі до 85°C , аналогічних воді по в'язкості і хімічній активності, а також хімічно активних рідин (водневий показник рН від 4 до 12), нафти, продуктів її переробки з кінематичною в'язкістю до $10 - 4 \text{ м}^2/\text{с}$ і рідин із змістом

механічних домішок не більше 1% і з розміром твердих частинок не більш 0,2 мм.

Насос Д 630-90- відцентровий, одноступеневий, з робочим колесом двостороннього входу, володіє гарною всмоктуючою здатністю, високим ККД, і застосовується на насосних станціях міського, промислового і сільського водопостачання, а також для зрошування і осушення полів.

Насоси типу Д мають двостороннє напівспіральне підведення рідини до робочого колеса, що забезпечує рівномірне надходження рідини в робоче колесо і спіральне відведення. Корпус насоса має роз'єм в горизонтальній площині. Розташування всмоктуючого і напірного патрубків в нижній частині корпусу насоса дозволяє проводити ремонт без від'єднання труб і демонтажу двигуна. Двигун приводить в дію ротор насоса через пружну пластинчасту муфту. Опорами ротора є радіальні і радіально-упорні підшипники. Робоче колесо з двостороннім входом рідини, має два зовнішні диски і один внутрішній диск з втулкою для кріплення на валу. Конструкція колеса забезпечує вхід рідини з двох сторін, унаслідок чого створюється стійкіша робота насоса і компенсуються осьові сили. Ущільнення торцевого типу надійно запобігають витіканню рідини по валу.

Відвідний пристрій(відвід) – це ділянка, призначена для відведення рідини від робочого колеса в напірний патрубок насоса. Рідина виходить з робочого колеса з великою швидкістю. При цьому потік володіє високою кінетичною енергією, а рух рідини супроводжується великими гідравлічними втратами. Для зменшення швидкості руху рідини, що виходить з робочого колеса, перетворення кінетичної енергії в потенційну і зменшення гідравлічних опорів застосовують відвідний пристрій.

1 ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ

Вибір конструктивної схеми проводиться за такими критеріями, як кількість потоків робочого колеса, кількість ступенів, n_s , D_2 .

Формули для розрахунку :

Коефіцієнта швидкохідності:

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

де Q - подача насоса , м³/год;

H - напір насоса, м;

j - кількість потоків робочого колеса ;

i - кількість ступенів.

Кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \psi \sqrt{Q}}{D h_{кр}^{0,75}} \quad (1.2)$$

де Q - подача насоса, м³/год ;

$\Delta h_{кр}$ - критична висота всмоктування, м;

Діаметра D_2 :

$$D_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2gH}}{n} ; \text{ при } n_s \leq 100$$
$$D_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100} \right)^{0,166} \frac{\sqrt{2gH}}{n} ; \text{ при } n_s \geq 100 ,$$

де H - напір насоса, м; n_s - коефіцієнт швидкохідності; g – прискорення вільного падіння, м²/с

Результати розрахунку наведені в таблиці 1.1; 1.2; 1.3.

Таблиця 1.1- Розрахунок коефіцієнта швидкохідності (n_s)

Кількість ступенів	Тип р.к.	n=1000	n=1500	n=3000
1	1	52,2	78,4	156,8
	2	37	55	111
2	1	87,9	132	264
	2	62,1	93,2	186,4
3	1	119,1	178,7	357,4
	2	84,2	126,3	252,7

Таблиця 1.2- Розрахунок зовнішнього діаметру робочого колеса (D_2)

Кількість ступенів	Тип р.к.	n=1000	n=1500	n=3000
1	1	0,803	0,535	0,290
	2	0,803	0,535	0,273
2	1	0,568	0,398	0,223
	2	0,568	0,378	0,211
3	1	0,479	0,342	0,192
	2	0,463	0,323	0,181

Таблиця 1.3– Розрахунок кавітаційного коефіцієнту швидкохідності ($C_{кр}$)

Кількість ступенів	Тип р.к.	n=1000	n=1500	n=3000
1	1	670	1005	2010
	2	474	711	1422

Остаточно з економічних, масо-габаритних, та експлуатаційних міркувань обираємо:

Кількість потоків $j = 2$

Частота обертів ротора $n = 1500 \text{ об/хв}$.

Діаметр $D_2 = 535 \text{ мм}$.

2 ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

2.1 Геометричні розрахунки

Вихідні данні:

$$\text{Подача } Q_p = 630 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$\text{Напір } H_m = 90 \text{ м};$$

$$\text{Частота обертів ротора } n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Тип робочого колеса: двопоточне.

Визначення основних геометричних параметрів

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{60 \cdot H^{3/4}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \sqrt{\frac{630}{2}}}{60 \cdot 90^{3/4}} = 55$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова [1]:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}} \quad (2.2)$$

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

Приймаємо $K_{ex} = 4,5$ для проміжних ступіней насоса, тоді :

$$D_{1np} = 4,5 \sqrt[3]{\frac{315/3600}{1500}} = 0,175 \text{ м}$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-2/3}} \quad (2.3)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot (55)^{-2/3}} = 0,96$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_z = 1 - \frac{0.42}{\left[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172 \right]^2} \quad (2.4)$$

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{\left[\lg(0,175 \cdot 10^3) - 0,172 \right]^2} = 0,90$$

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

$$\eta_d = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.5)$$

$$\eta_d = \frac{1}{1 + 820 \cdot 55^{-2}} = 0,79$$

Зовнішній механічний ККД задаємося $\eta_m = 0.95 \div 0.99$ та приймаємо значення $\eta_m = 0,99$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_z \cdot \eta_d \cdot \eta_m \quad (2.6)$$

$$\eta = 0,96 \cdot 0,90 \cdot 0,79 \cdot 0,99 = 0,68$$

Визначення подачі робочого колеса, $\frac{M^3}{год}$:

$$Q_{p.k} = \frac{Q_p}{\eta_o} \quad (2.7)$$

$$Q_{p.\hat{e}} = \frac{315}{0,96} = 328,13 \frac{M^3}{год}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H_n}{\eta_z} \quad (2.8)$$

$$H_T = \frac{90}{0,90} = 100\text{м}$$

Потужність, споживана насосом, кВт:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_H}{\eta} \quad (2.9)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 315 \cdot 90}{0,68 \cdot 3600} = 113608\text{Вт} = 113,6\text{кВт}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\max} = 1.1 \cdot N \quad (2.10)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 113,6 = 125\text{кВт}$$

Визначення діаметру вала під робочим колесом, визначається із розрахунку на кручення по формулі [2]:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.11)$$

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

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

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n} \quad (2.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 125000}{\pi \cdot 1500} = 796,2\text{Нм}$$

Занижене допустиме навантаження на кручення для одноступеневого насоса приймають [2]:

$$\text{для консольних насосів } [\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Н / м}^2$$

Отже:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 796,2}{\pi \cdot [150 \cdot 10^5]}} = 0,065\text{м}$$

Із конструктивних міркувань вибираємо розмір вала $d_v = 0,095\text{м}$.

Визначення діаметра втулки за формулою [2]:

$$d_{em} = (1.1 \div 1.4) d_e \quad (2.13)$$

Для консольних насосів теоретично [3]:

$$d_{em} = 1,22 \cdot 0,095 = 0,116$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою[3]:

$$D_{1IP} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2} \quad (2.14)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{0,175^2 + 0,116^2} = 0,210 \text{ м}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності [3]:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{3600 \cdot \pi \cdot D_{1np}^2} \quad (2.15)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 328,13}{3600 \cdot \pi \cdot 0,175^2} = 3,79 \text{ м/с}$$

Визначення діаметра вхідної кромки [3]:

Для підвищення анти кавітаційних властивостей вхідну кромку лопати виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку. Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,8 \cdot D_0 = 0,8 \cdot 0,210 = 0,168 \text{ м}$.

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

$$V'_{1m} = V_i = 3,79 \text{ м/с}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V'_{1m} \cdot \psi_1 \quad (2.16)$$

$$V_{1m} = 3,79 \cdot 1,175 = 4,45 \text{ м/с}$$

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

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.17)$$

де U_1 - колова швидкість на вході в робоче колесо

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.18)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 0,168 \cdot 1500}{60} = 13,19 \text{ м/с}$$

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

В консольних насосах $V_{1u} = 0$. В насосах типу Д, дякуючи на пів спіральному підводу, потік входить в робоче колесо с деякою початковою циркуляцією, тому $V_{1u} \neq 0$. При цьому момент швидкості, $\text{м}^2/\text{с}$, на вході в робоче колесо $K_1 = V_{1u} \cdot R_1$ може бути знайдений з виразу:

$$K_1 = 0,063 \sqrt[3]{\frac{Q_{pk}^2 \cdot n}{(3600^2)}} \quad (2.19)$$

Тоді:

$$V_{1u} = \frac{0,123 \sqrt[3]{\frac{Q_{pk}^2 \cdot n}{(3600^2)}}}{D_1} \quad (2.20)$$

$$V_{1u} = \frac{0,123 \sqrt[3]{\frac{328,13^2 \cdot 1500}{(3600^2)}}}{0,168} = 1,66 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{4,45}{13,19 - 1,66} = 21^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$

$$\beta_1 = 21 + 6 = 27^\circ$$

Кут β_1 повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3-8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

Визначення числа лопатей РК.

Згідно рекомендацій[3] приймаємо число лопатей $z = 7$. Товщину лопаті орієнтовно можна прийняти $S_1 = 5$ мм. Товщина лопаті у місці виходу з робочого колеса S_2 часто приймається рівною S_1

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,084 \cdot \sin 27}} = 1,171$$

$$|\psi_1 - \psi_1'| = |1,175 - 1,171| = 0,004$$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 - 30^\circ, \psi_1 = 1,15 \div 1,3$$

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}' \cdot 3600} \quad (2.23)$$

$$b_1 = \frac{328,13}{\pi \cdot 0,168 \cdot 3,79 \cdot 3600} = 0,046 \text{ м}$$

Визначення геометричних параметрів на виході із РК.

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0,5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2gH}}{n} \quad (2.24)$$

де $m_2 = 19.1$ при $n_s \leq 100$

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 90}}{1500} = 0,535 \text{ м}$$

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

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

$$V'_{2m} = (0,5 \div 1,0) V'_{1m} \quad (2.25)$$

Приймаємо $V'_{2m} = 0,65 \cdot 3,79 = 2,46$ м/с

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) \quad (2.26)$$

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

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

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \div 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,06$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (2.27)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 55 + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 55^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 55^3 = 1,78$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,78 \cdot \frac{1,06}{1,175} \cdot \frac{2,46}{4,45} \sin 27 \right) = 23,8^\circ$$

Уточнюємо кут лопаті на виході. Згідно з [3] приймаємо $\beta_2 = 25^\circ$.

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.28)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_z \cdot K_z} \quad (2.29)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \quad (2.30)$$

де $V_{2\infty}$ - з трикутника швидкостей

$$V_{2\infty} = U_2 - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} \quad (2.31)$$

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}' \quad (2.32)$$

$$V_{2m} = 1,06 \cdot 2,46 = 2,76 \text{ м/с}$$

$$V_{2\infty} = \frac{\pi \cdot 0,535 \cdot 1500}{60} - \frac{2,76}{\operatorname{tg} 25} = 36,1 \text{ м/с}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}}{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}} \cdot \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \quad (2.33)$$

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot 0,535 \cdot 1500}{60}}{\frac{\pi \cdot 0,535 \cdot 1500}{60} - \frac{2,66}{\operatorname{tg} 25}} \cdot \frac{\pi}{7} \sin 25 = 0,78$$

$$H_{T\infty} = \frac{90}{0,90 \cdot 0,78} = 128 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{2,76}{2 \operatorname{tg} 25} + \sqrt{\left(\frac{2,76}{2 \operatorname{tg} 25}\right)^2 + 9,81 \cdot 128 + 1,66 \cdot 13,19} = 38,8 \text{ м/с}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.34)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 38,8}{\pi \cdot 1500} = 0,494 \text{ м}$$

Приймаємо $D_2 = 496 \text{ мм}$. Уточнюємо значення ψ_2 :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.35)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,248 \cdot \sin 25}} = 1,056$$

$$|\psi_2 - \psi_2'| = |1,06 - 1,056| = 0,004$$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m} \cdot 3600} \quad (2.36)$$

$$b_2 = \frac{328,13}{\pi \cdot 0,496 \cdot 2,76 \cdot 3600} = 0,022 \text{ м}$$

2.2 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

$$F_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\dot{a}o}^2) \quad (2.37)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{вих} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.38)$$

Проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.39)$$

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

b_i - діаметр кола.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 3.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

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

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

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

$$q = \frac{Q_{p.k}}{3600 \cdot K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{y.m.} \cdot l)_k \quad (2.40)$$

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

$r_{y.m.}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

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

$$r_{y.m.} \cdot l = const \quad (2.41)$$

Дані розрахунку виконують в табличній формі (табл. 3.1).

Таблиця 2.2.1 - Данні розрахунку

№	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм
1	81,4	47,0	-	24027
2	82,2	47,0	15,0	24263
3	87,5	45,8	18,5	25168
4	99,3	42,5	21,1	26504
5	116,1	38,1	20,9	27780
6	134,2	33,9	19,0	28549
7	157,0	29,5	23,0	29086
8	176,6	27,0	19,7	29945
9	196,0	25,1	19,4	30896
10	216,6	23,6	20,6	32102
11	232,9	22,8	16,3	33348
12	248,0	22,0	15,1	34264

Побудову середньої лінії току виконуємо на ПК, результати розрахунку заносимо в таблицю 2.2.2.

Таблиця 2.2.2 - Результати розрахунку

№	а		с		В		V_m
	R_1	z_1	R_2	z_2	R_3	Z_3	
1	105,0	86,0	58,0	86,0	84,9	85,2	3,638
2	105,4	74,9	59,0	67,2	85,3	73,9	3,630
3	108,3	62,9	66,7	43,6	89,3	56,5	3,510
4	115,0	49,9	83,6	21,4	99,0	38,9	3,349
5	124,6	40,3	107,6	6,2	114,5	25,0	3,185
6	138,1	34,0	130,2	1,0	134,2	17,8	3,066
7	158,6	29,4	155,4	0	156,9	14,8	3,003
8	177,2	27,0	176,0	0	176,4	13,5	2,919
9	196,6	25,0	195,3	0	195,7	12,5	2,841
10	216,6	23,6	216,6	0	216,1	11,8	2,729
11	232,9	22,8	232,9	0	232,6	11,4	2,625
12	248,0	22,0	248,0	0	247,5	11,0	2,555

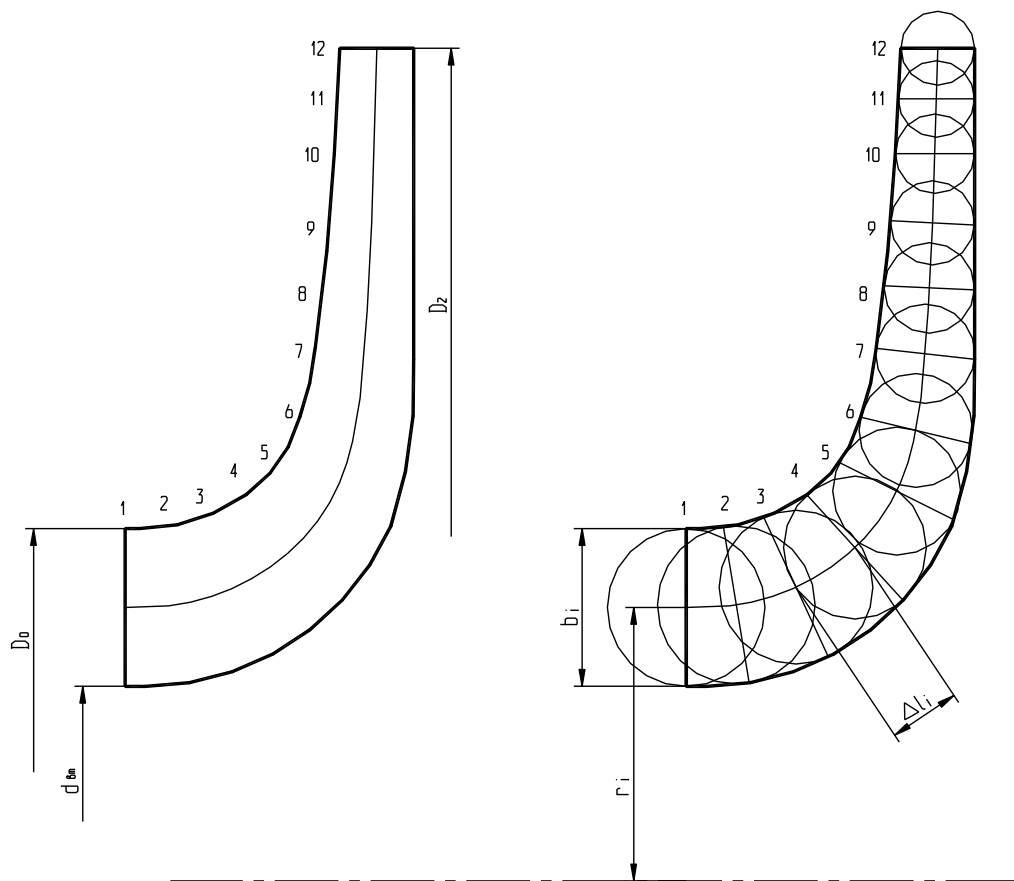


Рисунок 2.2.1 До проектуванню меридіанного перерізу

В відповідності до таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса.

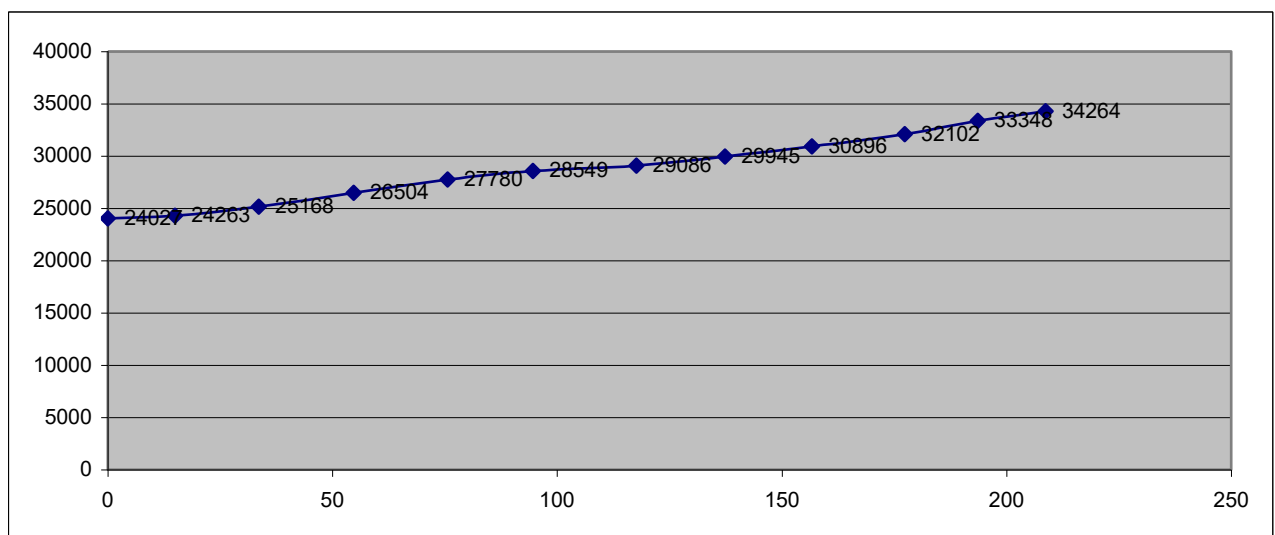


Рисунок 2.2.2 - Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

2.3 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом комфортних відображень поверхні току на розгортуючу поверхню циліндра обертання. При комфортному відображенні кути лопаті без перекручування, а схожі лінійні розміри – пропорційні.

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом $\Delta\varphi = 10^\circ$ між меридіанними перерізами циліндру, що відображається, радіус якого приймаємо рівним:

$$R_{к.ц.} = 200\text{мм}$$

Геометричні розміри комірки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c} \quad (2.43)$$

де $c = 20$ - постійна.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (2.44)$$

$$\Delta L = \frac{200}{20} = 10\text{ і } \Delta S = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 10}{180^\circ} = 35\text{ і }$$

Лінійний шаг лопаті на розгортці циліндру:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z} \quad (2.45)$$

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 200}{7} = 179\text{мм}$$

Кут охопту лопаті θ приймають в залежності від n_s . Орієнтуючись на $n_s = 55$ приймаємо $\theta = 130^\circ$.

Для побудови комфортного відображення координатної сітки на поверхні току розбиваємо всі розрахункові лінії току з умови комфортності:

$$\frac{r_{спi}}{\Delta L_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = 10 = const \quad (2.46)$$

де r_{cpi} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl_i на лінії току.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0.1 \cdot r_{cpi} \quad (2.47)$$

При розрахунку відрізків Δl застосовуємо метод послідовних наближень, до тих пір, поки величина $\Delta l_i''$ не буде відрізнятися від $\Delta l_i'$ не більше як на 5%.

Розрахунки по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

Розрахунок по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

Таблиця 2.3.1 – Покриваючий диск(струминка-а)

№	$r_{ц.м.}$ мм	Δl	$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$
1	106	10,6	10
2	108	10,8	10
3	113	11,3	10
4	120	12,0	10
5	131	13,1	10
6	144	14,4	10
7	159	15,9	10
8	175	17,5	10
9	193	19,3	10
10	214	21,4	10
11	236	23,6	10

Таблиця 2.3.2 – Основний диск(струминка-с)

№	$r_{ц.м.}$ ММ	Δl	$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$
1	61	6,1	10
2	63	6,3	10
3	66	6,6	10
4	69	6,9	10
5	73	7,3	10
6	78	7,8	10
7	83	8,3	10
8	90	9,0	10
9	98	9,8	10
10	107	10,7	10
11	117	11,7	10
12	130	13,0	10
13	143	14,3	10
14	158	15,8	10
15	175	17,5	10
16	193	19,3	10
17	214	21,4	10
18	236	23,6	10

Таблиця 2.3.3– Середня лінія(струминка-в)

№	$r_{ц.м.}$ ММ	Δl	$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$
1	88	8,8	10
2	91	9,1	10
3	95	9,5	10

Продовження таблиці 2.3.3

№	$r_{ц.м.}$ мм	Δl	$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$
4	101	10,1	10
5	109	10,9	10
6	118	11,8	10
7	130	13,0	10
8	144	14,4	10
9	158	15,8	10
10	175	17,5	10
11	193	19,3	10
12	214	21,4	10
13	236	23,6	10

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

$$V'_{1m} = \frac{Q_{P.K.}}{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{Ц.В.} \cdot l \cdot 3600}, м/с \quad (2.48)$$

Визначаємо колову швидкість на вході в робоче колесо

Струминка

$$a: V'_{1m} = \frac{328,13}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,020 \cdot 0,0962 \cdot 3600} = 3,77 м/с$$

$$b: V'_{1m} = \frac{328,13}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0742 \cdot 0,0266 \cdot 3600} = 3,68 м/с$$

$$c: V'_{1m} = \frac{328,13}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0747 \cdot 0,0266 \cdot 3600} = 3,65 м/с$$

Колова швидкість, м/с:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ex} \cdot n}{60}, \quad (2.49)$$

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

$$\text{a: } U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,2122 \cdot 1500}{60} = 16,66 \text{ м/с}$$

$$\text{b: } U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1742 \cdot 1500}{60} = 13,67 \text{ м/с}$$

$$\text{c: } U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1242 \cdot 1500}{60} = 9,75 \text{ м/с}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході:

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{Q_{p.k.}^2 \cdot n \frac{1}{(3600)^2}}}{D_{ex}}, \quad (2.50)$$

$$\text{a: } V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{328,13^2 \cdot 1500}{(3600)^2}}}{0,2122} = 1,31 \text{ м/с}$$

$$\text{b: } V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{328,13^2 \cdot 1500}{(3600)^2}}}{0,1742} = 1,6 \text{ м/с}$$

$$\text{c: } V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{328,13^2 \cdot 1500}{(3600)^2}}}{0,1242} = 2,24 \text{ м/с}$$

Кут потоку:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.51)$$

$$\text{a: } \beta_{1r} = \operatorname{arctg} \frac{3,77}{16,66 - 1,31} = 14^\circ$$

$$\text{b: } \beta_{1r} = \operatorname{arctg} \frac{3,68}{13,67 - 1,6} = 17^\circ$$

$$\text{c: } \beta_{1r} = \operatorname{arctg} \frac{3,65}{9,75 - 2,24} = 25,9^\circ$$

Задаємося кутами лопаті $\beta_1 > \beta_{1r}'$:

$$\text{a: } \beta_1 = 20^\circ; \quad \text{b: } \beta_1 = 25^\circ; \quad \text{c: } \beta_1 = 38^\circ;$$

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

$$\varphi_{1,l} = \operatorname{arctg} [tg \beta_1 \cdot \sin \lambda], \quad (2.52)$$

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

$$\text{a: } \varphi_{1,l} = \operatorname{arctg} [tg 20^\circ \cdot \sin 81^\circ] = 19,8^\circ$$

$$\text{b: } \varphi_{1,l} = \operatorname{arctg} [tg 25^\circ \cdot \sin 84^\circ] = 24,9^\circ$$

$$\text{c: } \varphi_{1,l} = \operatorname{arctg} [tg 38^\circ \cdot \sin 91^\circ] = 38^\circ$$

Товщина лопаті вздовж кола входу $D_{вх}$:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1,l}} \quad (2.53)$$

$$\text{a: } \sigma_1 = \frac{0,005}{\sin 19,8^\circ} = 0,0148 \text{ м}$$

$$\text{b: } \sigma_1 = \frac{0,005}{\sin 24,9^\circ} = 0,0119 \text{ м}$$

$$\text{c: } \sigma_1 = \frac{0,005}{\sin 38^\circ} = 0,0081 \text{ м}$$

Крок лопатей:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot D_{вх}}{z} \quad (2.54)$$

$$\text{a: } t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,2122}{7} = 0,0952 \text{ м}$$

$$\text{b: } t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,1742}{7} = 0,0781 \text{ м}$$

$$\text{c: } t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,1242}{7} = 0,056 \text{ м}$$

Коефіцієнт стиснення потоку лопатями :

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} \quad (2.55)$$

$$\text{a: } \psi_1 = \frac{0,0952 - 0,0198}{0,0952} = 0,84$$

$$\text{b: } \psi_1 = \frac{0,0781 - 0,0119}{0,0781} = 0,85$$

$$\text{c: } \psi_1 = \frac{0,056 - 0,0081}{0,056} = 0,86$$

Кут потоку з урахуванням стиснення потоку лопатями:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right] \quad (2.56)$$

$$\text{a: } \beta_{1r} = \arctg \left[\operatorname{tg} 13,8^\circ \cdot \frac{1}{0,83} \right] = 17,1^\circ$$

$$\text{b: } \beta_{1r} = \arctg \left[\operatorname{tg} 17^\circ \cdot \frac{1}{0,85} \right] = 19,8^\circ$$

$$\text{c: } \beta_{1r} = \arctg \left[\operatorname{tg} 25,9^\circ \cdot \frac{1}{0,86} \right] = 29,4^\circ$$

Кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n} \quad (2.57)$$

$$\text{a: } \Delta\beta = 20^\circ - 17,1^\circ = 2,9^\circ \quad (\Delta\beta_{\text{опт}} = 1^\circ \div 3^\circ)$$

$$\text{b: } \Delta\beta = 25^\circ - 19,8^\circ = 5,2^\circ \quad (\Delta\beta_{\text{опт}} = 5^\circ \div 7^\circ)$$

$$\text{c: } \Delta\beta = 38^\circ - 29,4^\circ = 8,6^\circ \quad (\Delta\beta_{\text{опт}} = 7^\circ \div 10^\circ)$$

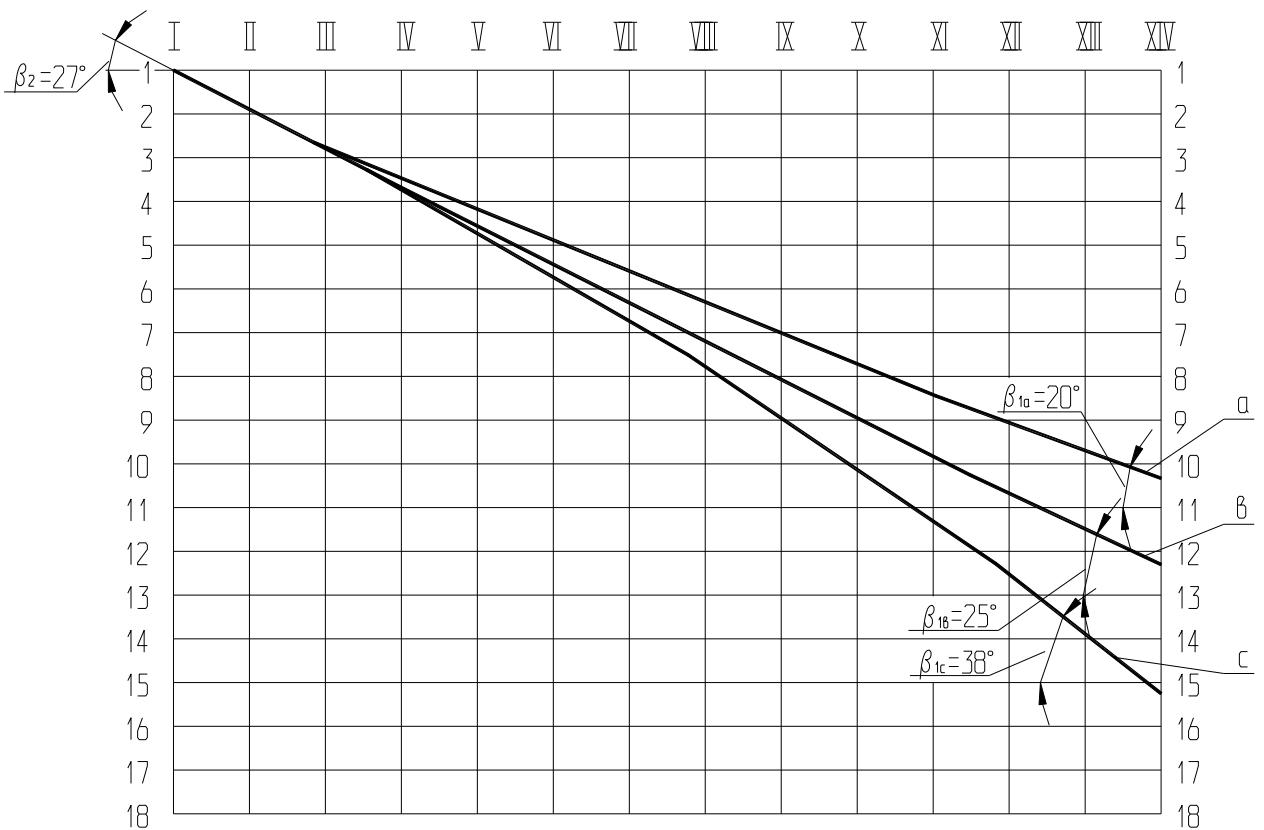


Рисунок 2.3.1- Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (комфортна діаграма)

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі комфортної діаграми.

Для переносу відповідних точок з комфортної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовується відношення:

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

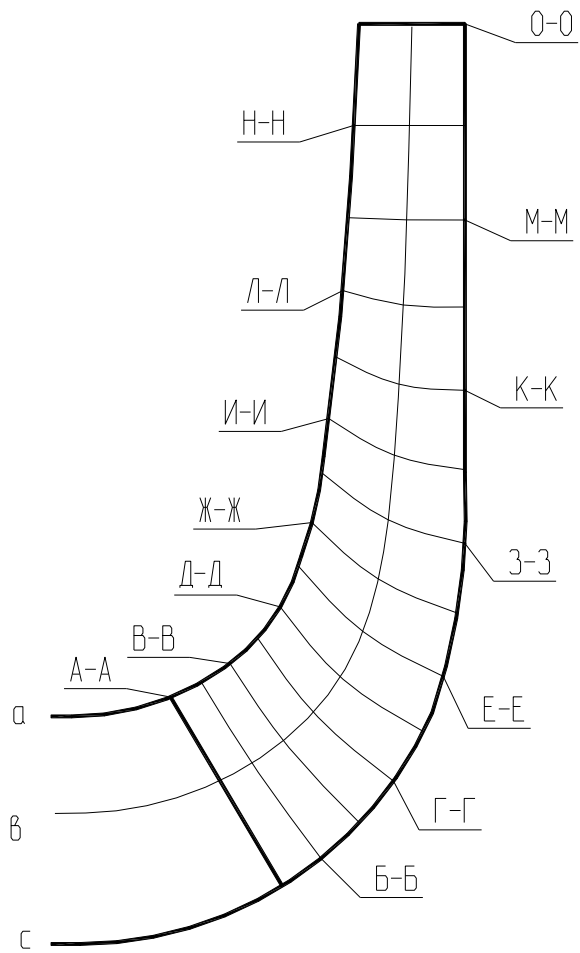


Рисунок 2.3.2 -Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

Побудова лопаті в плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті.

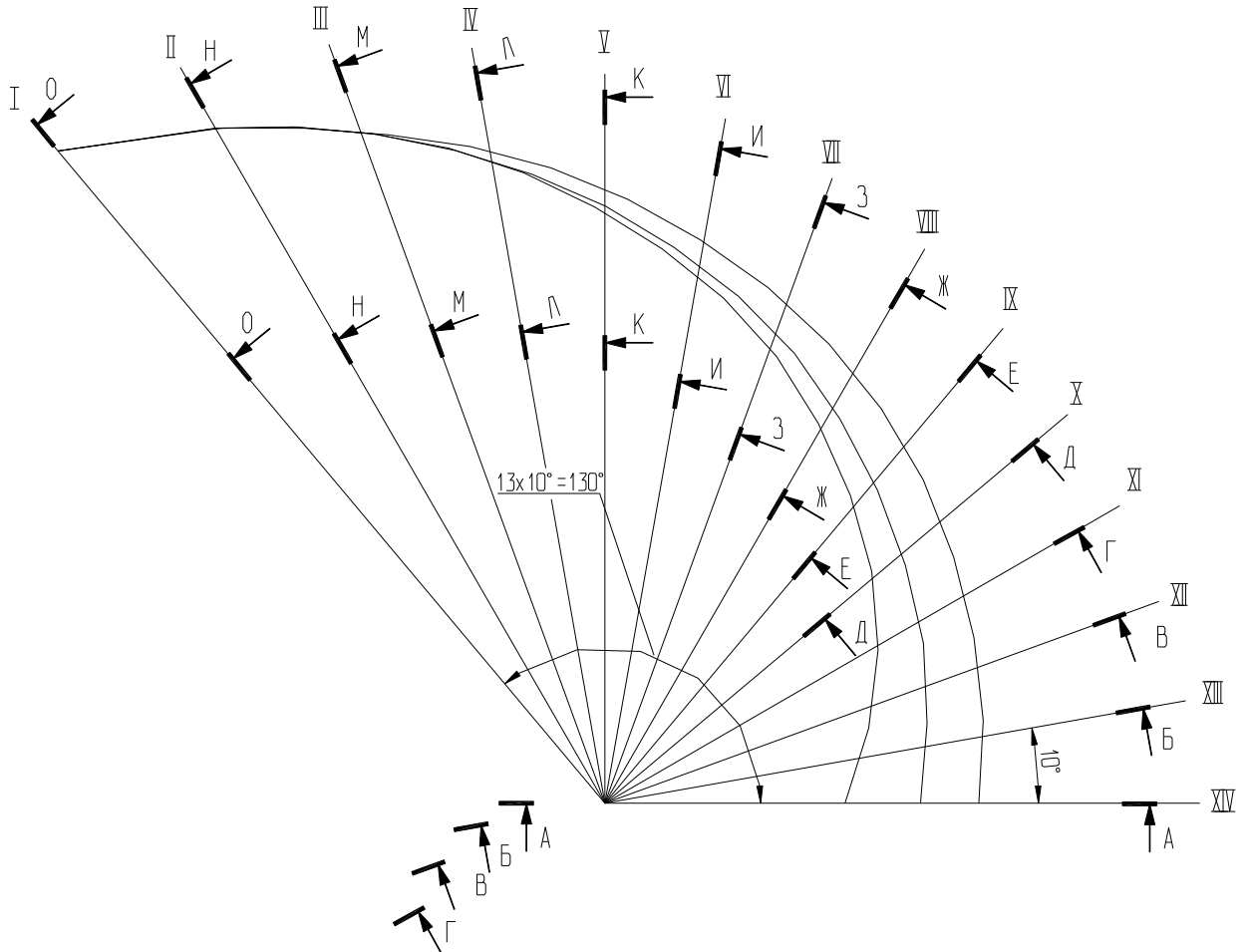


Рисунок 2.3.3 - Лопать в плані

3 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q_p = 630 \text{ м}^3 / \text{год}$
Напір насоса	$H_m = 90 \text{ м}$
Частота обертів ротора	$n = 1500 \text{ об} / \text{хв}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 55$
Гідравлічний ККД	$\eta_c = 0,90$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 496 \text{ мм}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 44 \text{ мм}$

Розрахунок та проектування спіральної камери:

Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3 .

Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між р.к. та відводом та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

$$D_3 = (1,03 \div 1,05) \cdot D_2 \quad (3.1)$$

$$D_3 = (1,03 \div 1,05) \cdot 0,496 = 0,511 \div 0,521 \text{ м}$$

Приймаємо $D_3 = 0,516 \text{ м}$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини р.к..

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = b_2 + b_2' + (0,02 \div 0,05) D_2 \quad (3.2)$$

$b_2' = 28 \text{ мм}$ - це ширина з урахуванням товщини основних та покривних дисків

$$b_3 = 0,044 + 0,028 + (0,02 \div 0,05) \cdot 0,496 = 0,082 \div 0,097$$

Приймаємо $b_3 = 0,09\text{м}$

Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) φ_{cn} залежить від коефіцієнту швидкості n_s . В нашому випадку $n_s=55$, а відвід двозавитковий тому $\varphi_{cn}=360^\circ/2=180^\circ$

Визначення пропускної здатності спіралі Асп. розр.

Пропускна здатність спіралі визначають по наданим параметрам подачі, напору та n :

$$A_{cn.розр.} = \frac{\varphi_{cn}}{360^0} \cdot \frac{\pi \cdot Q \cdot n \cdot \eta_2}{30 \cdot H \cdot g} \quad (3.3)$$

$$A_{cn.розр.} = \frac{180^0}{360^0} \cdot \frac{\pi \cdot 630 \cdot 1500 \cdot 0,9}{30 \cdot 90 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,014\text{м}$$

Визначення площі розрахункового перерізу.

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графологічний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{180^0}{\varphi_{cn}} \quad (3.4)$$

Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса

$$K_2 = \frac{30 \cdot g \cdot H}{\eta_2 \cdot \pi \cdot n} + K_1 \quad (3.5)$$

$$K_1 = m \sqrt[3]{Q^2 n} \quad (3.6)$$

Де $m=0,06$

$$K_1 = 0,06 \sqrt[3]{0,175^2 \cdot 1500} = 0,21$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 90}{0,9 \cdot \pi \cdot 1500} + 0,21 = 6,46 \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Визначаємо площу розрахункового перерізу.

Для визначення площі розрахункового перерізу можемо використати графоаналітичний метод. Розрахунок краще проводити в табличній формі. В таблиці ΔQ_i визначається за формулою:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{cn}}$$

Де $\Delta r_i = 10$ мм

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\Delta r_i = 10$. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

Таблиця 3.1 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	258	90	0,349	0,343	0,0222	0,0222
2	268	90	0,336	0,330	0,0213	0,0435
3	278	90	0,324	0,319	0,0206	0,0641
4	288	90	0,313	0,308	0,0199	0,0840
5	298	90	0,302	0,297	0,0192	0,1032
6	308	90	0,292			

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{розр.}$ і радіус H_4 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{розр.}$.

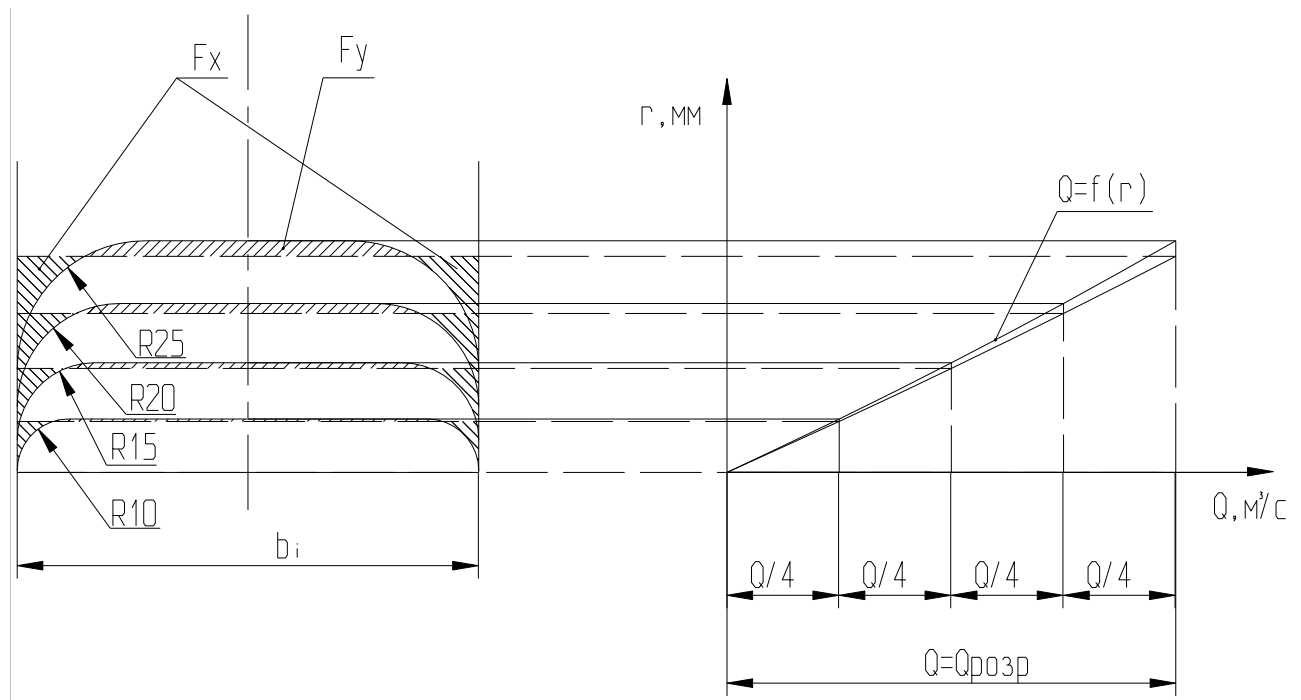


Рисунок 3.1 - Побудова меридіональних перерізів відводу

Гострі кути трапеції зкругляємо радіусом r_0 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x та F_y .

Перевірка правильності визначення $F_{ді\text{сд.}}$.

Будуємо приведену площу $F_{i\delta.}$. Критерієм правильності визначення $F_{ді\text{сд.}}$ є умова:

$$(0.95 \div 1.0) A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} \quad (3.7)$$

Де $A_{сп.граф.} = \frac{F_{np}}{\rho}$; $\rho = R_3 = 258\text{мм}$; $F_{np.} = 3476,88\text{мм}^2$; $A_{сп.розр.} = \frac{Q/2}{K_2}$;

Тоді

$$A_{сп.граф.} = \frac{3476,88}{258} = 13,48\text{мм} = 0,01348\text{м}$$

$$A_{сп.розр.} = \frac{0,0875}{6,46} = 13,54\text{мм} = 0,01354\text{м}$$

$$\frac{A_{\text{сп.граф.}}}{A_{\text{сп.розр.}}} = \frac{0,01348}{0,01354} = 0,99$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

Визначення площі проміжних перерізів.

Площа проміжних перерізів визначається графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

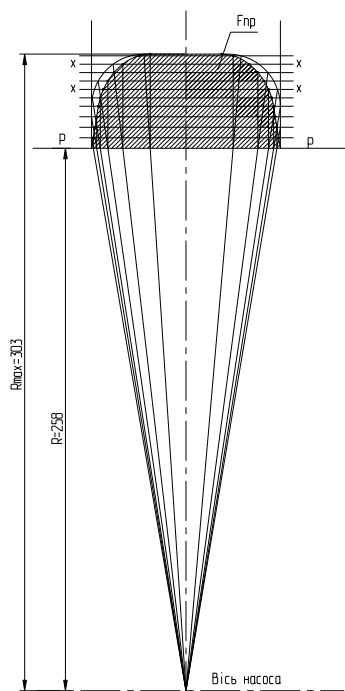


Рисунок 3.2 – Побудова приведенного перерізу

Побудова плану спіралі.

План спіралі будується за такою послідовністю: від початку кола відкладають відповідні висоти, отримані точки з'єднують дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

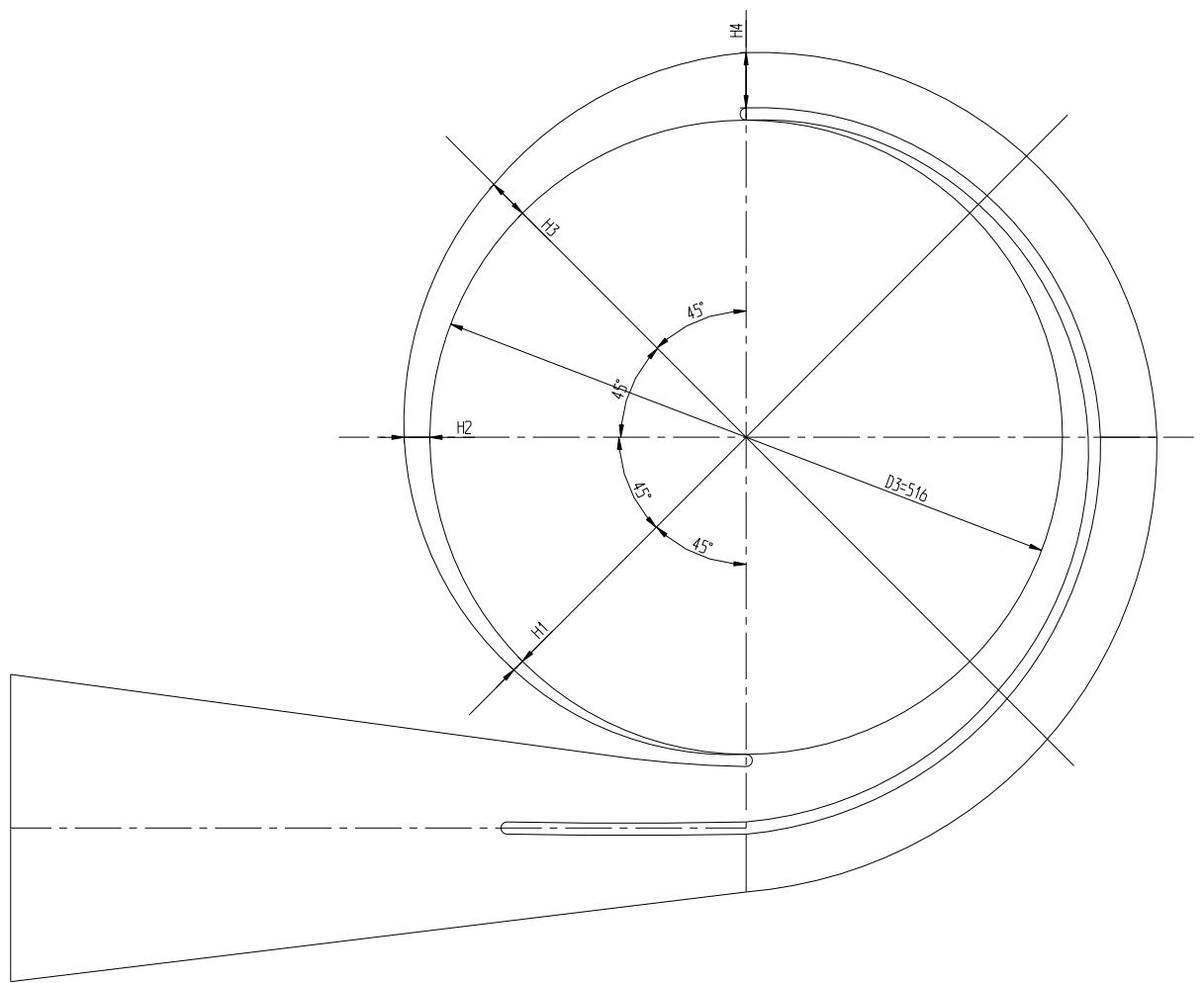


Рисунок 3.3 – План спірального відводу

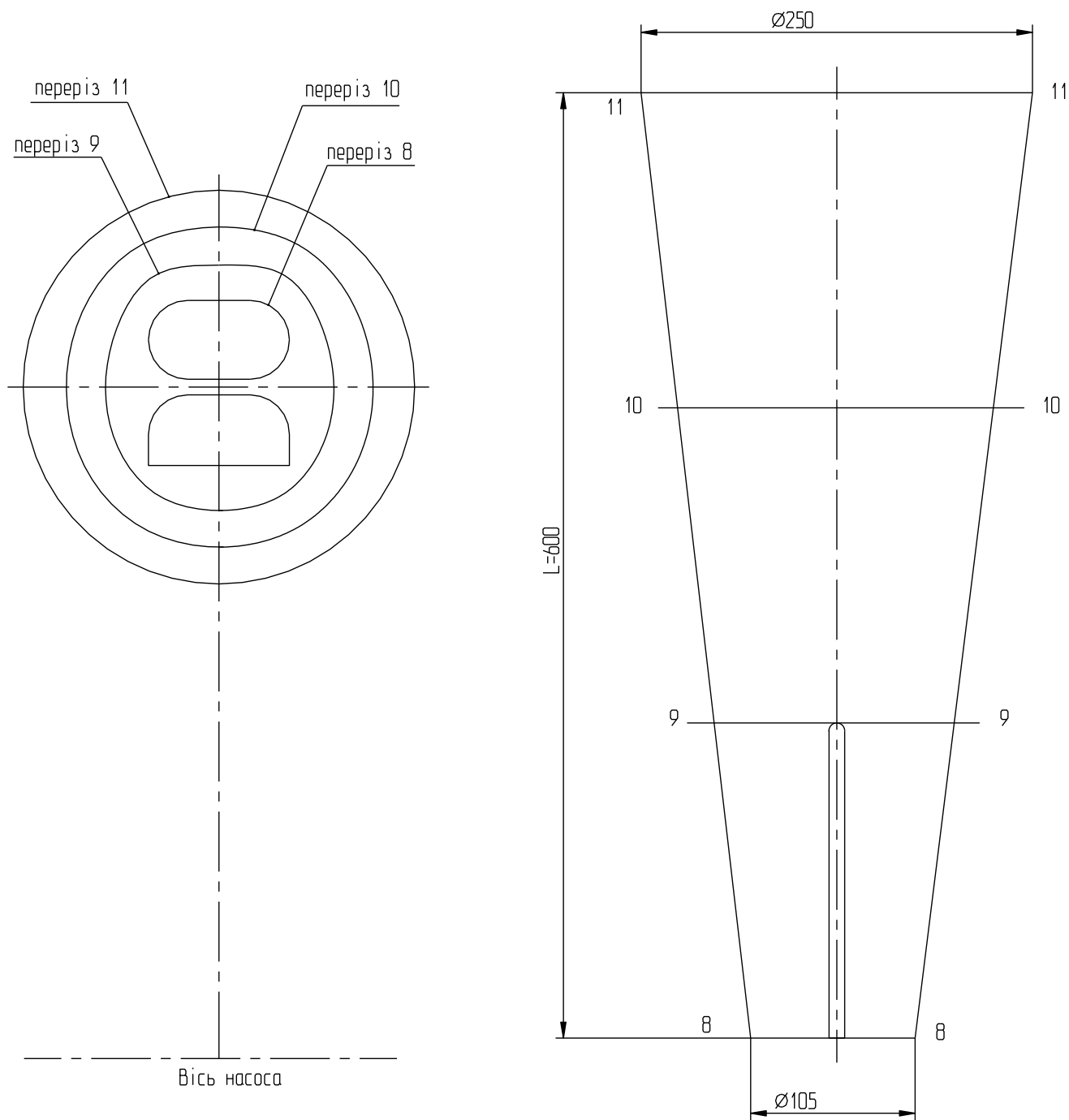


Рисунок 3.4 - Дифузорна частина відводу

Розрахунок та проектування дифузорної ділянки.

Дифузорна ділянка починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується колом напірного патрубку діаметром $D_{вих.}$. Форма дифузору визначається його довжиною L , $D_{вих.}$ та формою розрахункового перерізу, який є нижньою основою конуса.

При розрахунках дифузору використовують наступні рекомендації:

Середня швидкість на виході з насоса $V_{вих.}$ повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с, приймаємо $V_{вих.} = 3,5$ м/с;

Діаметр напірного патрубку визначається з умов нерозривності потоку:

$$D_{вих.} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{вих.}}} \quad (3.8)$$

$$D_{вих.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 630}{\pi \cdot 3600 \cdot 3,5}} = 0,250 \text{ м}$$

Приймаємо $D_{вих.} = 250$ мм

Довжина дифузору L та кут його конусності повинні визначатися з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$S_{оошт.} = 2 \arctg\left(\frac{D_{вих.} - d_{екв.}}{2 \cdot L}\right) \quad (3.9)$$

$$S_{оошт.} = 8 \div 10^0$$

Приймаємо $S_{оошт.} = 10^0$, тоді

$$L = \frac{D_{вих.} - d_{екв.}}{2 \operatorname{tg} \frac{S_{оошт.}}{2}} \quad (3.10)$$

Де

$$d_{екв.} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{розр.}}{\pi}} \quad (3.11)$$

$$F_{розр.} = 7680 \text{ мм}^2$$

$$d_{екв.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7680}{\pi}} = 105 \text{ мм}$$

$$L = \frac{250 - 105}{2 \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 598 \text{ мм}$$

Приймаємо $L = 600$ мм. Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, хоча би 2 проміжних перерізи дифузору.

3.1 Розрахунок характеристики насоса Д 630-90 за допомогою чисельного дослідження

Для виконання чисельного дослідження була побудована розрахункова сітка.

Побудова розрахункової сітки – це процес ділення розрахункової області на велику кількість окремих комірок. Комірками сітки є многогранники, зазвичай це тетраедри, гексаедри, призми або піраміди. Кромки цих комірок являють собою лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на кромках, або в центрі комірок – вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії.

Основна вимога до розрахункової сітки – вона повинна бути досить густою, щоб визначити фізичні ефекти, які мають місце всередині розрахункової області. Для досягнення рівномірної точності розрахунку вузли сітки повинні якомога густіше розташовуватися у місцях значної зміни параметрів течії, зокрема біля стінок. Крім того, при побудові сітки необхідно уникати отримання надмірно витягнутих або перекошених комірок, форма яких занадто сильно відрізняється від правильних многогранників, - при наявності таких комірок може істотно затруднитися отримання рішення, що сходиться.

Для побудови структурованої сітки розрахункова область розбивається на блоки згідно деякої топології розбиття, яка задається користувачем, і в межах кожного блока будується розрахункова сітка, на вузли якої можна посилатися за номерами 3-мірного масиву. Застосування такої сітки дозволяє організувати найбільш економічні алгоритми розрахунку.

Для розрахункової області проточної частини відцентрового насоса з робочим колесом двостороннього входу були створені розрахункові сітки: неструктуровані тетраедрні для підводу, робочого колеса і відводу; блочно-структуровані гексаедрні – для прямих ділянок трубопроводів на вході і виході насоса.

Тривимірний модель розрахункової області наведена на рисунку 3.1.1.

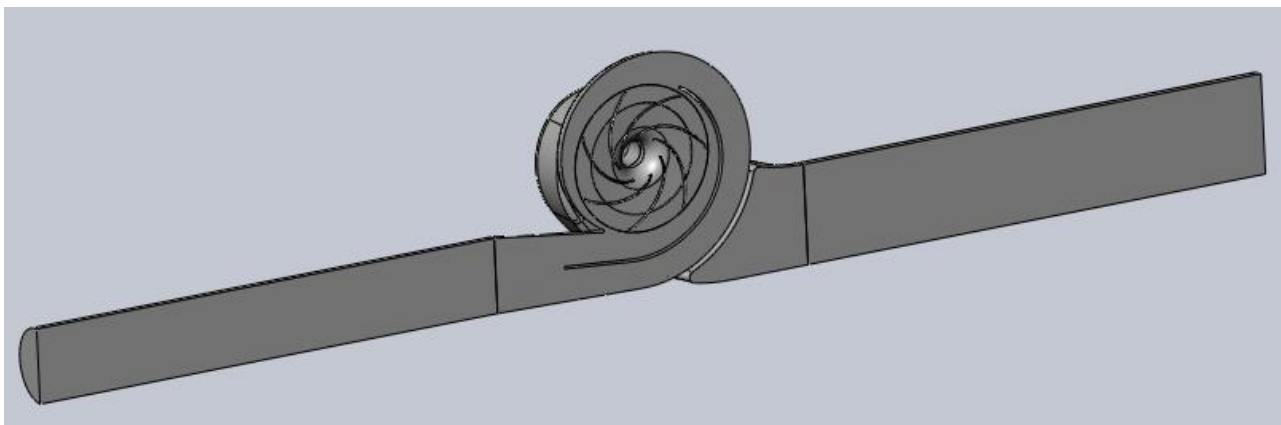


Рисунок 3.1.1 – Тривимірний модель розрахункової області

Топологія розрахункових сіток для елементів розрахункової області показана на рисунках 3.1.2 – 3.1.5.

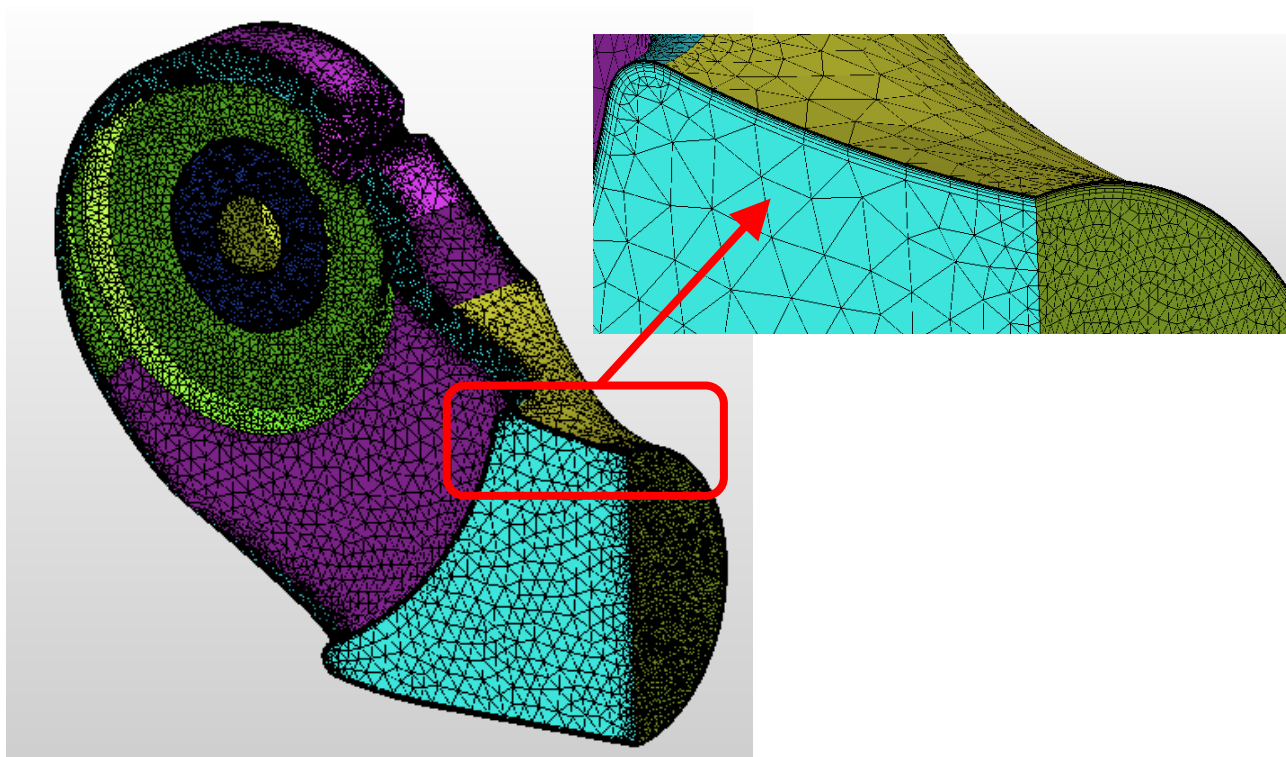


Рисунок 3.1.2 – Топологія розрахункової сітки напівспірального підводу

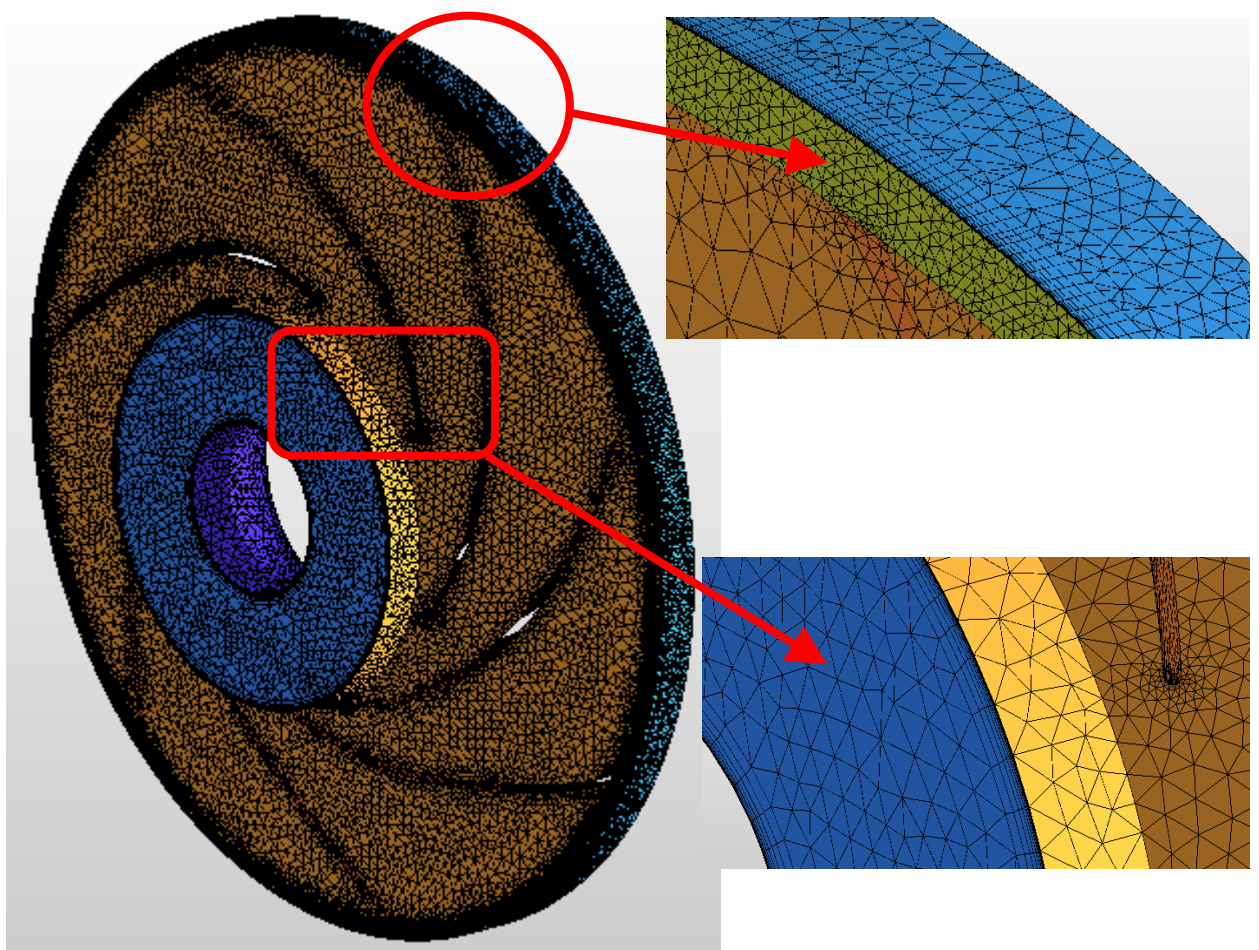


Рисунок 3.1.3 – Топологія розрахункової сітки робочого колеса

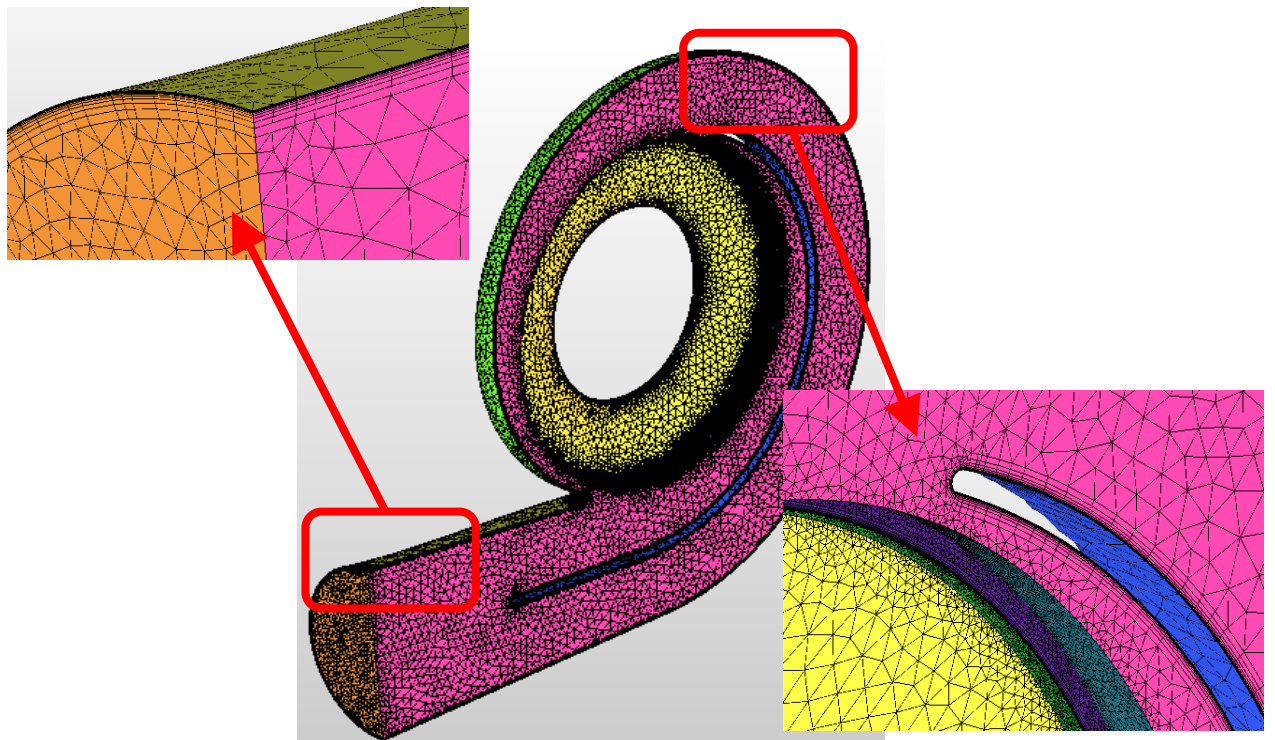


Рисунок 3.1.4 – Топологія розрахункової сітки спірального відводу

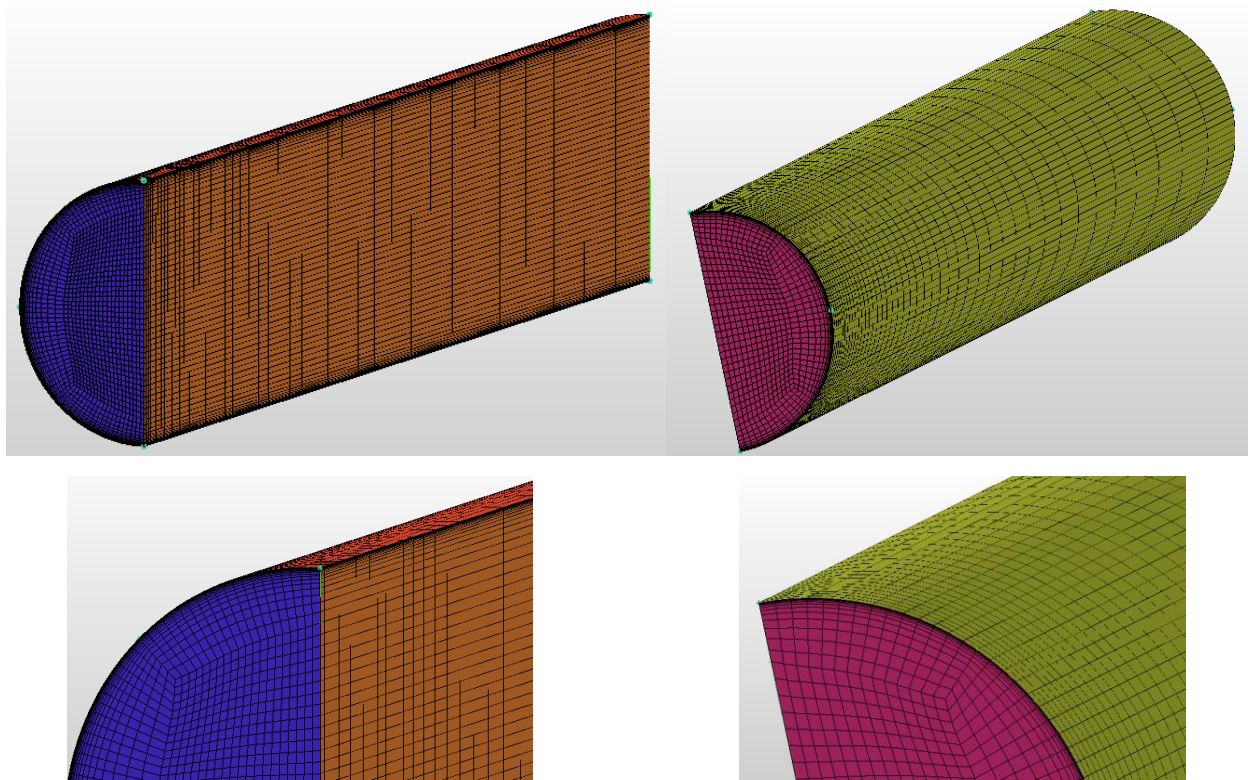


Рисунок 3.1.5 – Топологія розрахункової сітки для вхідного та напірного трубопроводів

Параметри розрахункових сіток наведені в таблиці 3.1.1.

Таблиця 3.1.1

№ п/п	Назва параметра	Підвідний трубопровід	Напівспіральний підвід	Робоче колесо	Спіральний відвід	Напірний трубопровід
1	Глобальний розмір комірки, мм	10	40	30	30	10
2	Висота першої комірки біля твердих стінок, мм	0,04	0,04	0,04	0,04	0,06
3	Кількість комірок, тис. шт	113,9	732,2	1 815,5	1 029,7	59,3
4	Кількість вузлів, тис. шт	108,0	261,0	715,7	346,2	55,5

Загальна кількість комірок розрахункової сітки становила 3 750,6 тис. шт., загальна кількість вузлів – 1 486,4 тис. шт.

Для виконання чисельного дослідження повинна бути створена розрахункова модель. Створення розрахункової моделі виконано в окремому модулі – Пре-Процесорі, який має назву «CFX-Pre».

1) В Пре-Процесор інтегруються розрахункові сітки елементів розрахункової області.

2) Визначається вид чисельного дослідження: в стаціонарній постановці або в нестаціонарній постановці.

3) Визначаються моделі фізичних процесів та течії.

4) Визначаються параметри і характеристики елементів розрахункової області. Елементи можуть бути стаціонарними та такими які обертаються.

5) Визначаються граничні умови.

6) Визначаються параметри розрахунку.

7) Після створення розрахункової моделі в Пре-Процесорі, необхідно зберегти дані в файлі розрахунку (файл з розширенням *.def).

Для виконання чисельного розрахунку повинні бути визначені граничні умови на вході і виході розрахункової області, а також граничні умови на поверхнях, які є граничними для розрахункової області. Можуть використовуватися наступні типи граничних умов:

- вхід (**inlet**). В якості граничної умови на вході можуть бути визначені: швидкість течії, масова витрата, статичний тиск, повний тиск, та ін. Даний тип означає умову, що течія направлена в середину розрахункової області;

- вихід (**outlet** або **opening**). Якщо на виході робочої області наявна течія з одностороннім напрямком, в такому разі можливо обрати тип граничної умови **outlet**. Якщо на виході робочої області течія може мати двосторонній напрямок, необхідно обирати тип **opening**.

- тверда стінка (**wall**). Тип граничної умови, який визначається як тверда непроникна стінка і передбачає умову рівності швидкості нулю.

- симетрична границя (**simmetry**). Ця умова визначає симетрію течії відносно границі, на якій позначена дана умова.

Створення розрахункової моделі в CFX-Pre

При проведенні чисельного дослідження для можливості спрощення розрахункової області (рис. 2.1) і скорочення терміну розрахунку були прийняті наступні допущення:

- Течія в насосі є симетричною відносно вертикальної площини симетрії, внаслідок чого можливе моделювання тільки однієї половини насоса.
- Вплив течії у бокових пазухах робочого колеса і витрат через ущільнення на течію в проточній частині відсутній.

В якості граничних умов були задані умови прилипання на всіх твердих стінках (умова рівності швидкості нулю), масова витрата і напрямок складових швидкостей у вхідному перерізі, та нульові перші похідні (по напрямку течії) складових швидкостей у вихідному перерізі.

Границею входу у розрахункову область була выбрана границя входу у вхідний трубопровід на відстані двох діаметрів від вхідного патрубка насоса. На вході в розрахункову область задавалася величина масової витрати (G), яка визначалася за формулою:

$$G = \rho \cdot \frac{Q}{2}, \quad (3.12)$$

де ρ – густина середовища що перекачується, кг/м³;

Q – витрата насоса, м³/с.

Для параметрів турбулентності на вході був заданий середній рівень інтенсивності.

Розрахунок проводився для п'яти режимів роботи насоса: $0,50Q_{\text{опт}}$, $0,75Q_{\text{опт}}$, $1,00Q_{\text{опт}}$, $1,1Q_{\text{опт}}$, $1,2Q_{\text{опт}}$.

Границею виходу із розрахункової області була визначена границя виходу із напірного трубопроводу, яка розташована на відстані двох діаметрів від напірного патрубка. В якості граничної умови на виході був заданий

статичний тиск. В даному випадку, так як в подальшому всі дослідження та порівняння проводились для відносних величин, то на виході була задана величина тиску, яка дорівнює 10 МПа. Враховуючи те, що передбачається наявність зворотних течій на виході з розрахункової області, то тип граничної умови був заданий як «opening».

Робочим середовищем виступала вода з температурою 25°C, режим течії – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності.

Шорсткість стінок була прийнята для поверхонь підводу і відводу 12,5 мкм, а для поверхонь робочого колеса 6,3 мкм.

Критерієм збіжності було досягнення точності 10^{-4} , що є достатнім для інженерних розрахунків. Також для моніторингу збіжності був заданий вираз для визначення напору насоса.

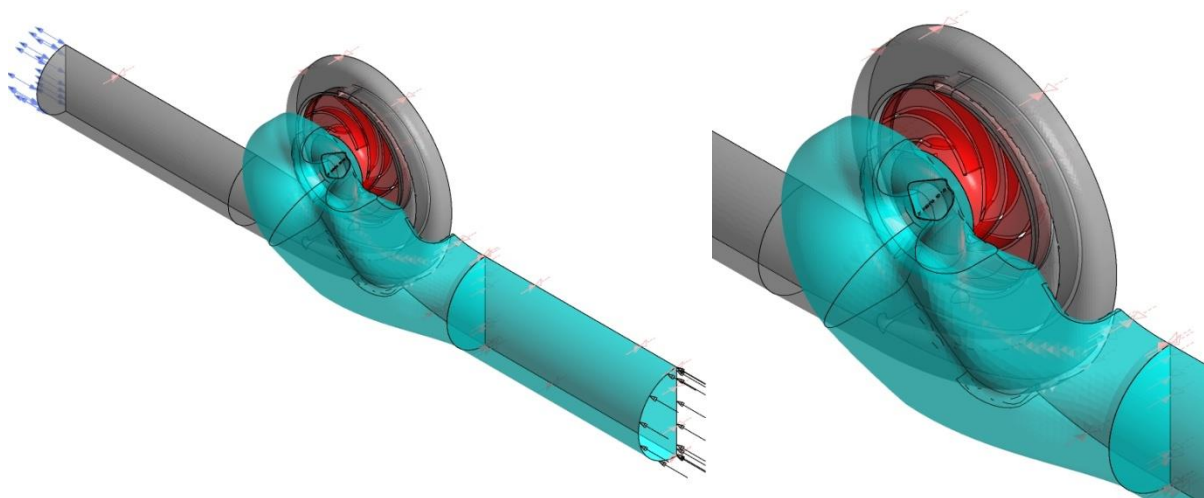


Рисунок 3.1.6 – Розрахункова модель

Розрахунок виконується в окремому модулі, який має назву «CFX-Solver Manager».

Заходимо в Launcher→CFX-Solver Manager, Define Run.

В закладці Solver Input File завантажуюємо файл з розширенням def.→Open.

На графіках (рис. 3.1.7 – 3.1.9) наведена історія сходження розрахунку.

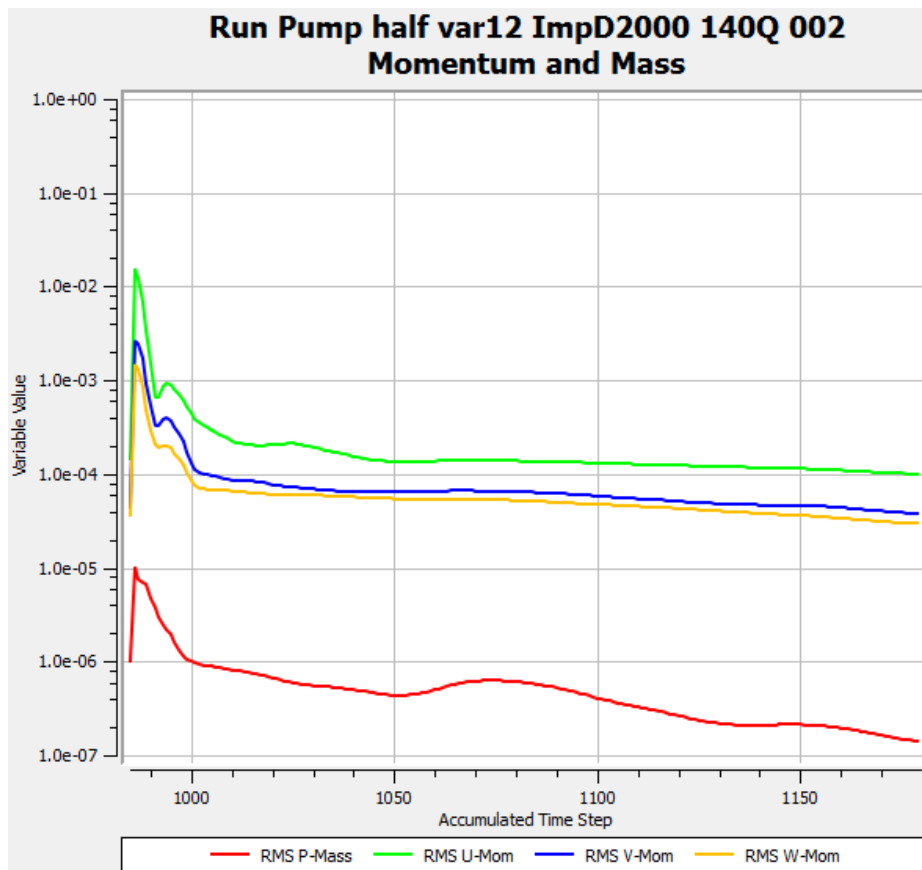


Рисунок 3.1.7 – Графік сходження рівнянь швидкостей і рівняння нерозривності

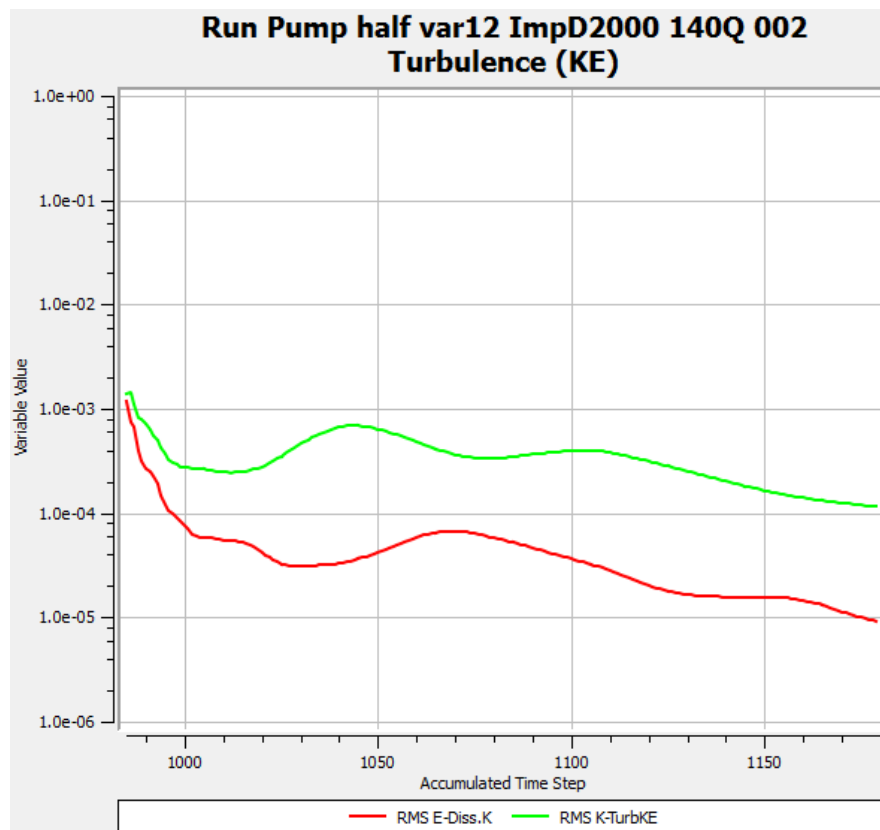


Рисунок 3.1.8 – Графік сходження рівнянь моделі турбулентності

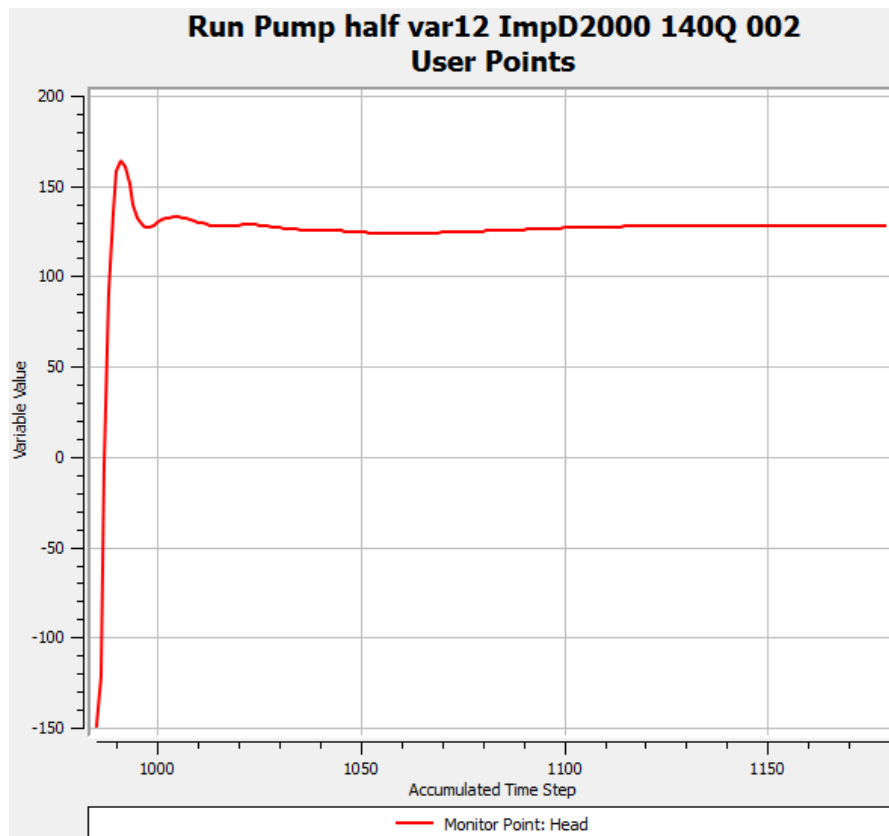


Рисунок 3.1.9 – Графік сходження значень напору

В результаті розрахунку були отримані величини швидкостей і тисків у кожному вузлі розрахункової сітки. Для отримання інтегральних параметрів проводилося осереднення величин у контрольних перерізах.

Витрата насоса визначалася за формулою:

$$Q_n = \frac{G_{\text{вих}} \cdot 3600}{\rho}, \quad (3.13)$$

де $G_{\text{вих}}$ - масова витрата на виході із розрахункової області, кг/с

Напір насоса визначався за формулою:

$$H_n = ((\bar{p}_{\text{вих}})_G - (\bar{p}_{\text{вх}})_G) / \rho g, \quad (3.14)$$

де $(\bar{p}_{\text{вх}})_G, (\bar{p}_{\text{вих}})_G$ - осереднені за масовою витратою величини повних тисків, визначених у перерізах, які розташовані на відстані двох діаметрів від положення патрубків на вході і виході насоса відповідно, Па.

Потужність насоса визначалася як сума величин – потужності на лопатях робочого колеса, яка визначалася за результатами чисельного дослідження і потужності дискового тертя, яка визначалася за відомою методикою.

Результати визначення інтегральних характеристик насоса шляхом осереднення результатів чисельного розрахунку наведені в таблиці.

Таблиця 3.1.2 – Результати визначення інтегральних характеристик насоса

Найменування параметра	Режими				
	0,50Q _{ном}	0,75Q _{ном}	1,00Q _{ном}	1,15Q _{ном}	1,25Q _{ном}
Витрата насоса, м ³ /год	294,6	457,1	620,0	720,6	783,2
Напір насоса, м	96,2	94,5	90,5	86,2	84,2
Потужність, кВт	88,97	97,45	106,35	109,07	111,70
Потужність дискового тертя, кВт	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Потужність насоса, кВт	183,5	200,5	218,3	223,7	229,0
ККД насоса, %	42,0	58,5	69,9	75,4	78,3

На рисунку 3.1.10 наведені характеристики насоса ЦНА 630-90, які отримані шляхом чисельного розрахунку.

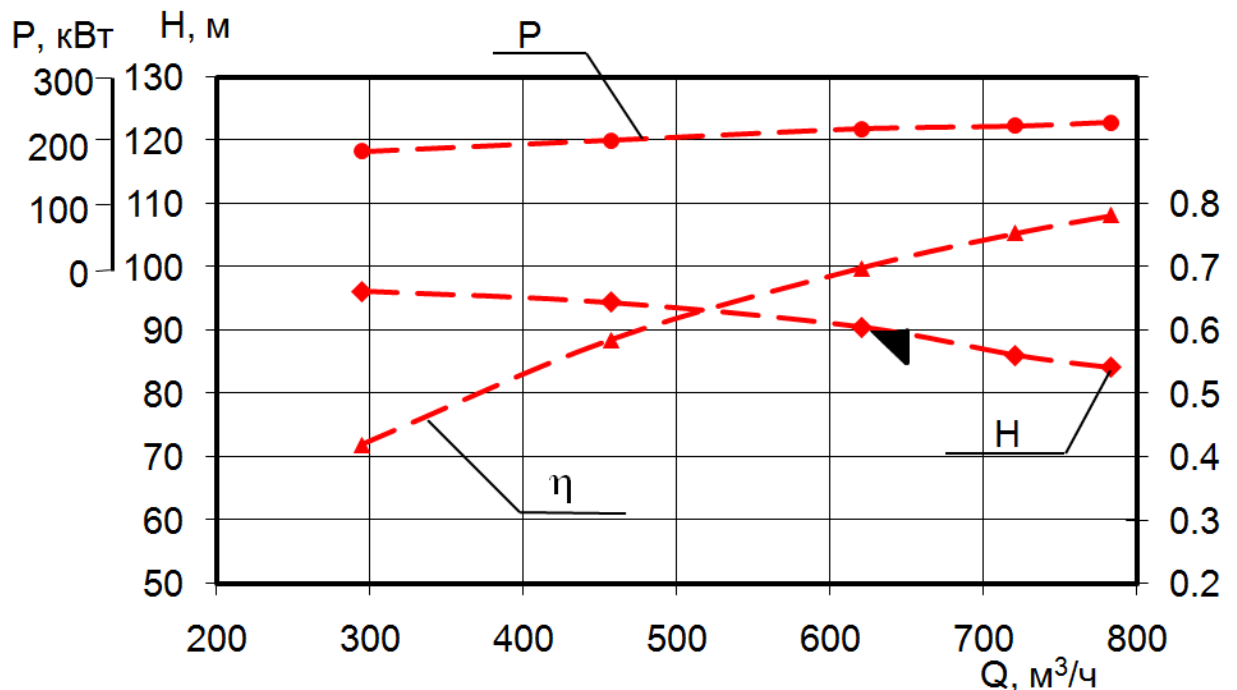


Рисунок 3.1.10 – Характеристики насоса ЦНА 630-90

Для напівспірального підводу за результатами чисельного дослідження були отримані картини течії в напівспіральному підводі.

На рисунку 3.1.11 наведена структура течії в напівспіральному підводі у вигляді ізоліній абсолютної швидкості, а також у вигляді контурів швидкості в перерізах А-А, Б-Б і В-В. Також на рисунку 3.1.12 наведена картина течії у напівспіральному підводі у вигляді просторових ізоліній абсолютної швидкості.

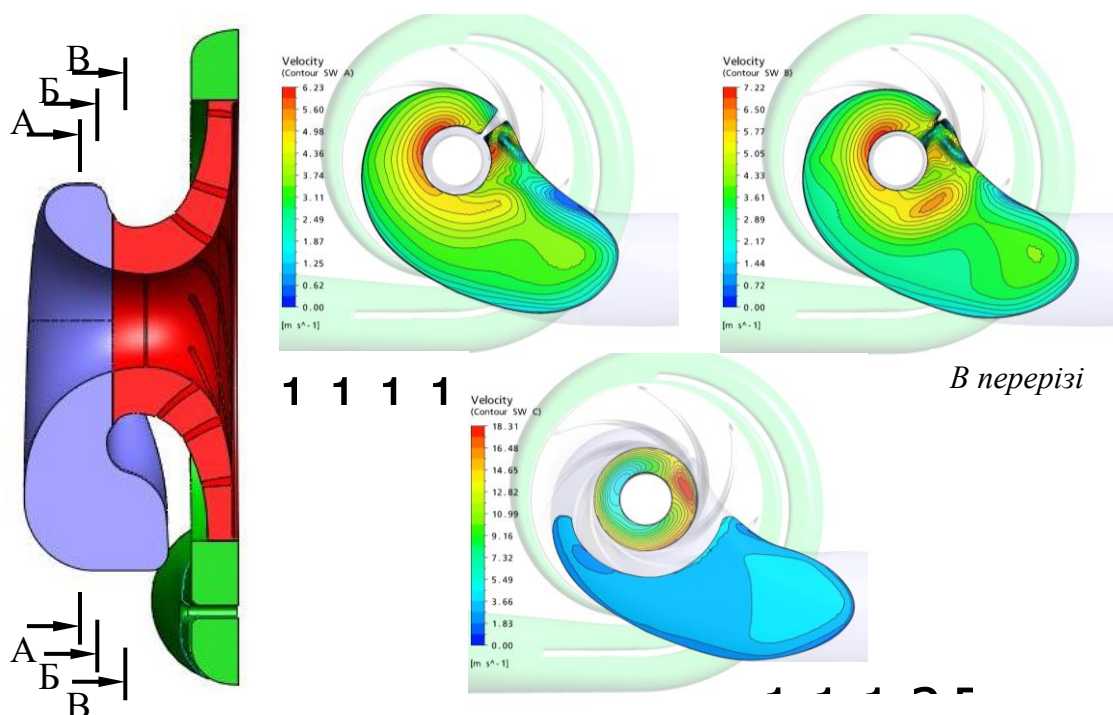


Рисунок 3.1.11 – Розподіл абсолютної швидкості в перерізах напівспірального підвода

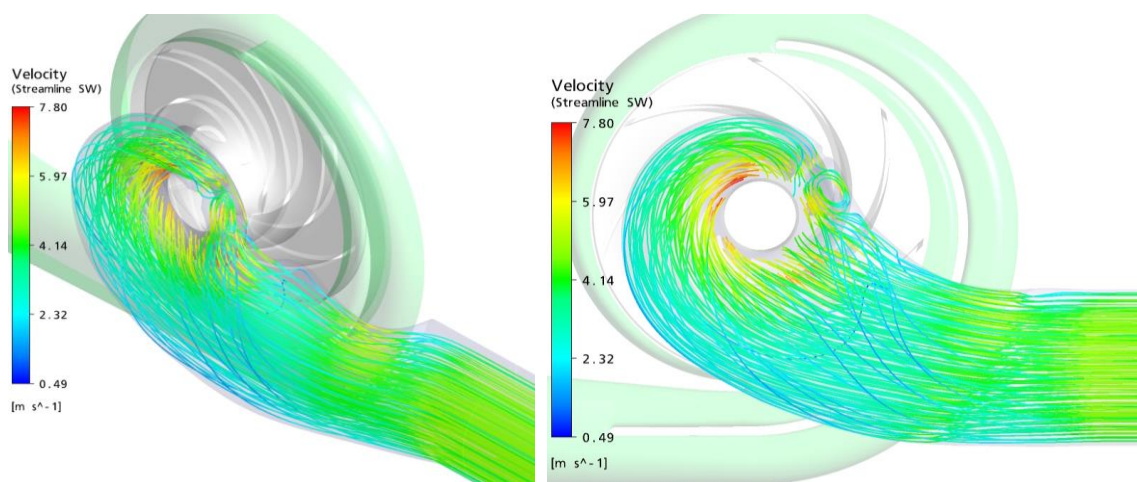


Рисунок 3.1.12 – Ізолінії абсолютної швидкості у напівспіральному підводі

На рисунку 3.1.13 наведений розподіл абсолютної швидкості в меридіанному перерізі робочого колеса.

Слід відмітити, що уже на номінальному режимі, на вході робочого колеса у покривного диска з'являється зона зворотних течій. При зменшенні витрати, зона зворотних токів збільшується, а площа, яка зайнята активним потоком зменшується. Також зона зворотних токів спостерігається для всіх режимів на виході із робочого колеса поблизу основного диска. Для режиму $1,25Q_{\text{НОМ}}$ ця зона мінімальна і збільшується із зменшенням витрати.

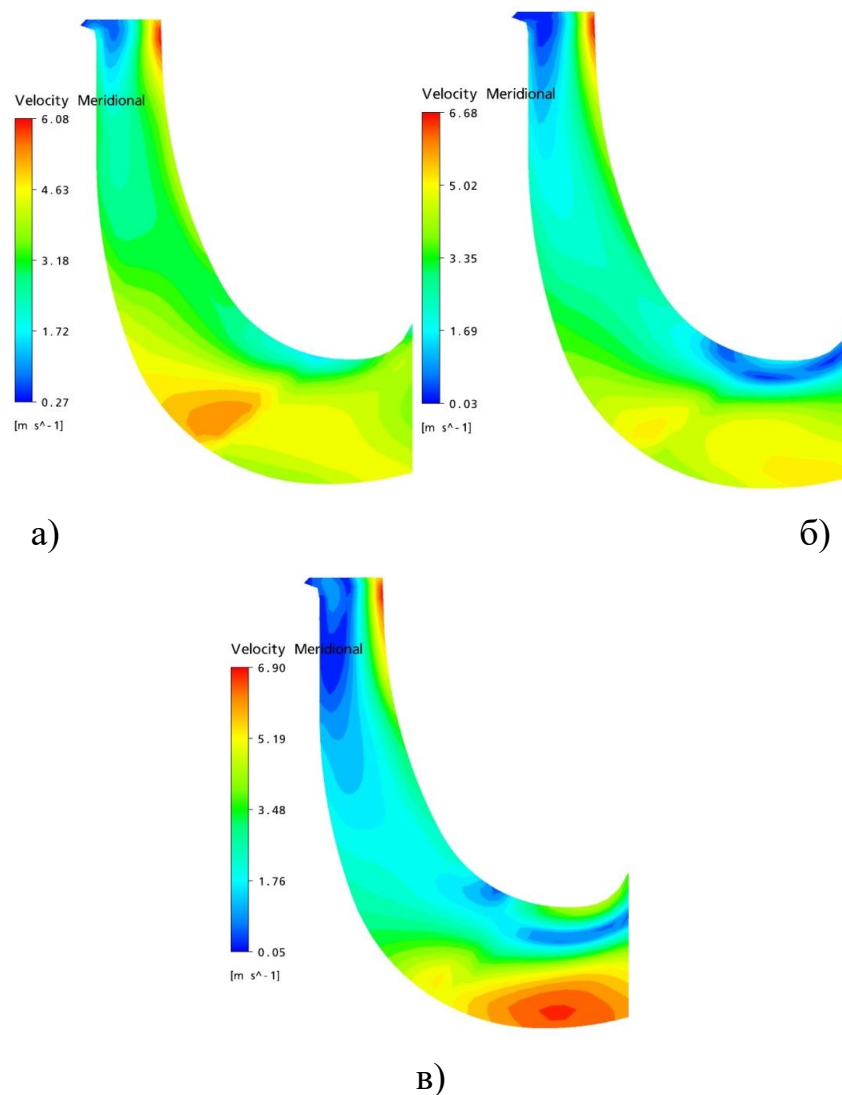


Рисунок 3.1.13 – Розподіл меридіанної складової абсолютної швидкості у меридіанному перерізі робочого колеса (а – для режиму $1,25Q_{\text{НОМ}}$, б – для режиму $1,00Q_{\text{НОМ}}$, в – для режиму $0,75Q_{\text{НОМ}}$)

За результатами чисельного дослідження був проведений аналіз структури течії у спіральному відводі. На рисунках 3.1.14, 3.1.15 та 3.1.16 наведена структура течії у вигляді контурів швидкості, векторів швидкості і у вигляді ізоліній швидкості відповідно.

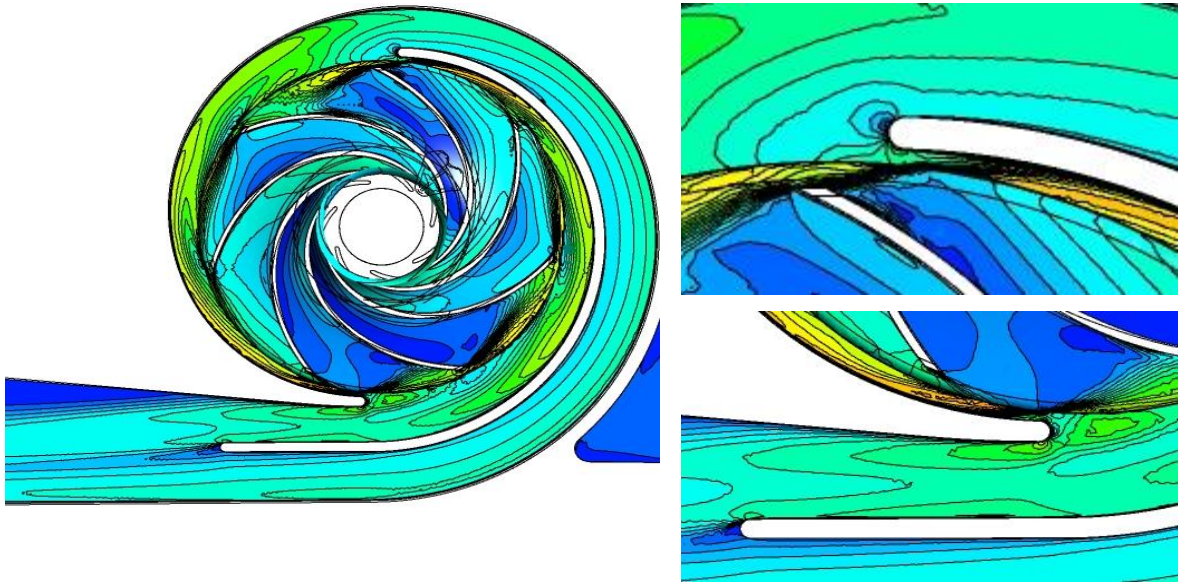


Рисунок 3.1.14 – Структура течії в проточній частині насоса у перерізі посередині робочого колеса у вигляді контурів швидкості для номінального режиму

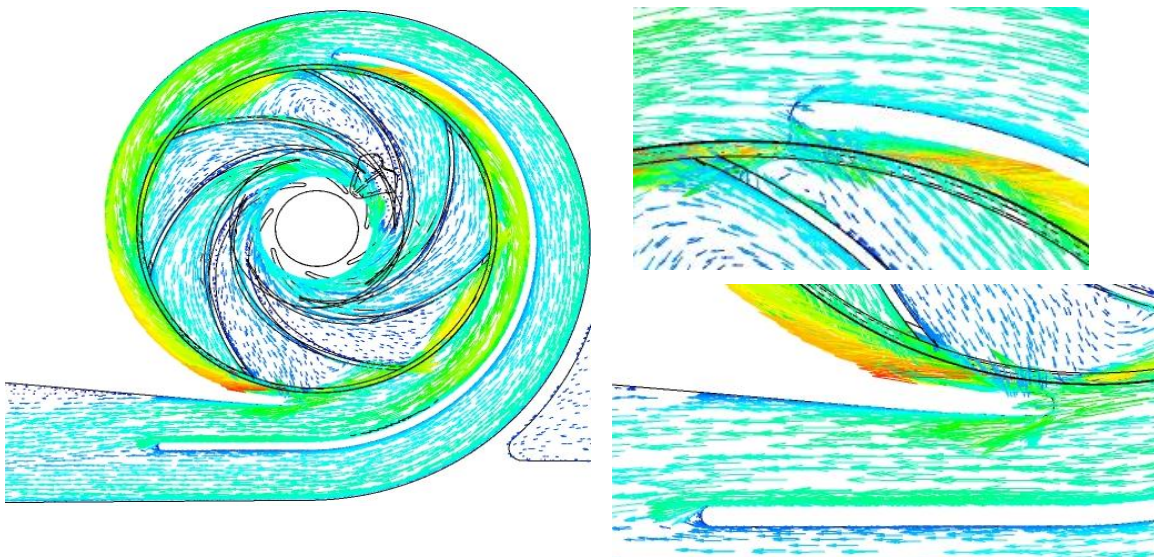


Рисунок 3.1.15 – Структура течії в проточній частині насоса у перерізі посередині робочого колеса у вигляді векторів швидкості для номінального режиму

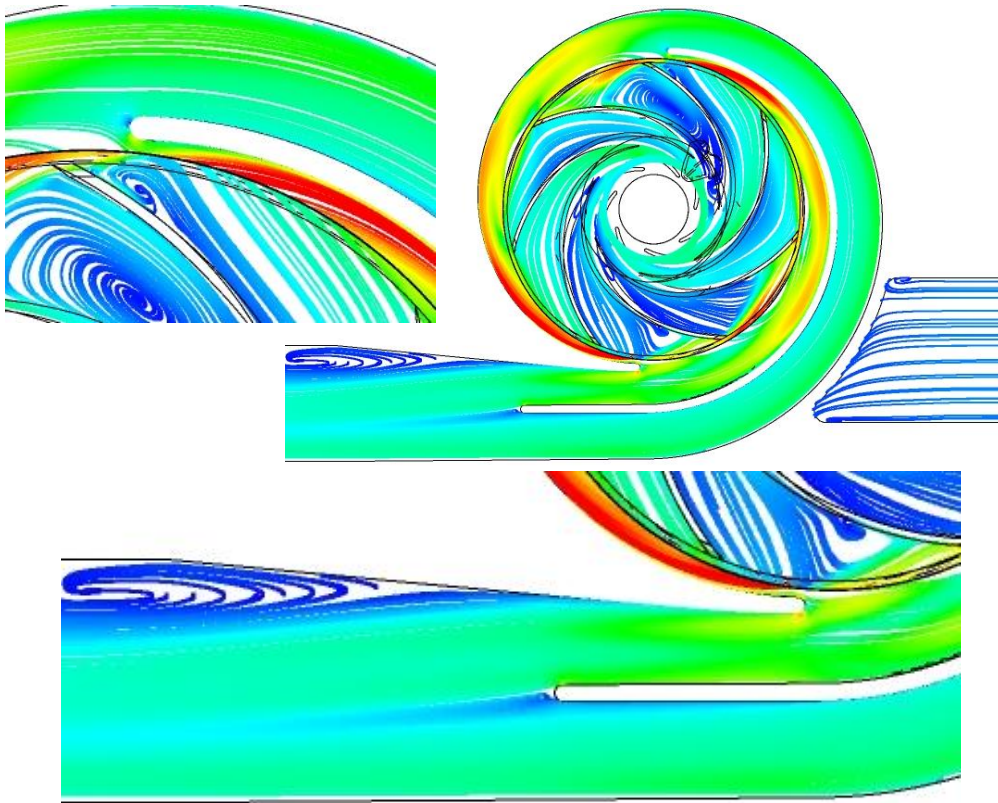


Рисунок 3.1.16– структура течії в проточній частині насоса у перерізі посередині робочого колеса у вигляді ізоліній швидкості для номінального режиму

Аналізуючи отримані картини течії можна сказати, що натікання потоку на вхідні кромки язиків спірального відводу для номінального режиму роботи насоса є практично без ударним. Потік входить у канали спірального відводу рівномірно по вхідному перерізу. У вихідному дифузори є зона відривної течії на верхній стінці дифузору, що вочевидь пов'язано із загальним напрямом дифузорного каналу при проектуванні, яке вибрано с метою забезпечення розмірів патрубків.

4 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА

Для сприйняття навантажень насоса Д 630-90 використані шарикопідшипники 6316 фірми SKF, опора А сприймає радіальне навантаження, опора В – осьове і радіальне навантаження.

4.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахунок реакцій в опорах виконаний по методиці [6].

Величини радіальної сили та потужності прийняті максимальними на робочому середовищі. Розрахункова схема сил, діючих на ротор, показана на рисунку 1.

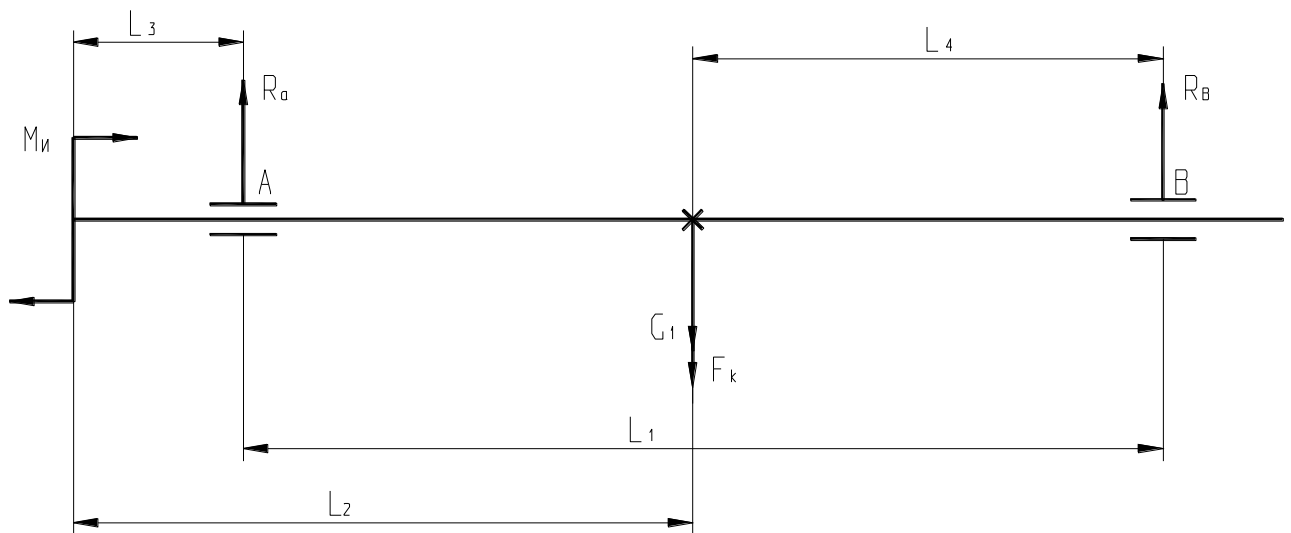


Рисунок 4.1.1 – Схема сил, діючих на ротор насоса

Вихідні дані та результати підрахунку приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.1

Найменування показника	Позначення показника, розрахункова формула	Значення показника
Навантаження від маси ротора, Н	G_1	1570
Радіальна сила, діюча на робочому колесі зі сторони відвідного пристрою, Н	F_k	2302
Максимальний крутний момент на валу, Н м	$M_{\text{вд}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P}{n}$	1603
Максимальна споживана потужність, кВт	P	245
Частота обертання ротора, об/хв	n	1460
Вигинаючий момент з боку з'єднувальної муфти, Н м	$M_{\text{в}} = 0,1 \cdot M_{\text{вд}}$	160,3
Навантаження від дії дисбалансу, Н	$F_{\text{д}} = m \cdot e \cdot \omega^2$	24,8
Маса ротора, кг	m	160
Питома нерівноваженість ротора [7], м	e	$6,63 \cdot 10^{-6}$
Міжопорна відстань, м	L_1	0,950
Відстань від кінця вала (зі сторони муфти) до центру мас, м	L_2	0,700
Відстань від кінця вала до переднього підшипника (опора А), м	L_3	0,215
Відстань від заднього підшипника (опора В) до радіальної сили F_k , м	L_4	0,475
Реакція в опорі А, Н	R_a	2100
Реакція в опорі В, Н	R_b	1796

4.2 Розрахунок опорних підшипників

Розрахунок довговічності шарикопідшипників, виконаний для випадку нормальних зазорів ущільнень по методиці [8], приведен у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2.1

Найменування показника	Позначення або розрахункова формула	Числове значення	
		Опора А	Опора В
Еквівалентне динамічне навантаження, Н	$F_y = (X \cdot Fr + Y \cdot Fa)$	2100	5302
Радіальне навантаження на підшипник, Н	Fr	2100	1796
Максимальне осьове зусилля, діюче на підшипник, Н	Fa	0,0	2106,1
Коефіцієнт радіального навантаження	X	1	0,56
Коефіцієнт осевого навантаження	Y	0	2,04
Довговічність, г	$L = a_{23} \cdot a_1 \cdot \left(\frac{C}{F_a}\right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$	>21000 0	88452
Поправочний коефіцієнт враховуючий якість металу та умови використання	a_{23}	2,5	
Поправочний коефіцієнт надійності	a_1	0,21	
Динамічна вантажопідйомність, Н	C	130000	
Показник степеню рівняння у формулі довговічності	m	3,0	
Частота обертання ротора, об/хв	n	1460	

Результати розрахунку показують, що довговічність найбільш навантаженої опори В ($L=88452$ ч) перевищує потрібні показники надійності ($L=40000$ ч). Отже, підшипники задовольняють вимогам надійності. Для випадку одностороннього зношування ущільнень робочого колеса при осьовому навантаженні $F=9241,1$ Н довговічність складає $L=4221$

ч. Розрахунок втрат потужності у підшипнику, виконаний по методиці [8], приведений у таблиці 4.3.

Таблиця 4.2.2

Найменування показника	Позначення або розрахункова формула	Числове значення	
		Опора А	Опора В
Втрати потужності в опорі, Вт	$P_1 = M \cdot \omega$	38	155
Загальний момент тертя, Н м	$M = \varphi_{1sh} \cdot \varphi_{rs} \cdot M_{rr} \cdot M_{sl}$	$249 \cdot 10^{-3}$	$1011 \cdot 10^{-3}$
Ввідний коефіцієнт зменшення тепловиділення здвигового зусилля	φ_{1sh}	0,84	0,84
Коефіцієнт зменшення в режимі кінематичного поповнення/ виснаження змазувального матеріалу	φ_{rs}	0,75	0,75
Момент тертя кочення, Н м	$M_{rr} = G_{rr} \cdot (\nu \cdot n)^{0,6} \cdot 10^{-3}$	$373 \cdot 10^{-3}$	$1332 \cdot 10^{-3}$
Змінна моменту тертя кочення	G_{rr}	0,297	1,06
Момент тертя ковзання, Н м	$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \cdot 10^{-3}$	$13,9 \cdot 10^{-3}$	$172,0 \cdot 10^{-3}$
Змінна моменту тертя ковзання	G_{sl}	279	3446
Коефіцієнт тертя ковзання, який залежить від мастила	μ_{sl}	0,05	0,05
Частота обертання ротора, об/хв	n	1460	
Кінематична в'язкість мастила, сСт	ν	100	
Кутова частота обертання, c^{-1}	ω	152,9	

5 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

5.1 Розрахунок вала на статичну міцність і витривалість[9]

Тблиця 5.1 Вихідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40Х
Границя міцності σ_B , Н/мм ²	1000
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, Н/мм ²	800
Границя втоми при вигині σ_{-1} , Н/мм ²	$0,5\sigma_B=500$
Границя втоми при крученні τ_{-1} , Н/мм ²	$0,29\sigma_B=290$
Крутний момент $M_{кр}$, Н мм	$796,2 \cdot 10^3$

Вал перебуває в умовах спільної дії вигину й кручення. Найнебезпечнішим є переріз під робочим колесом, який ослаблений шпоночним пазом.

Номінальні дотичні напруження у перерізах вала визначаємо по формулі:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \quad (5.1)$$

де W_p - момент опору крученню, м³.

Напруження вигину визначаємо по формулі

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W}, \quad (5.2)$$

де $M_{и}=0,1M_{кр}$ - згинальний момент, Н м;

W - момент опору перерізу вала вигину, м³.

Моменти опору крученню й вигину вала перерізу ослабленого шпоночним пазом визначаємо з формул:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} (d - \frac{h}{2})}{2d}, \quad (5.3)$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} (d - \frac{h}{2})^2}{2d} \quad (5.4)$$

де $d=95$ мм - діаметр вала під колесом;

$b=28$ мм - ширина шпоночного паза;

$h=12$ мм - глибина паза.

Після підстановки числових значень в (5.3) і (5.4), одержимо

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 95^3}{16} - \frac{28 \cdot \frac{12}{2} (95 - \frac{12}{2})}{2 \cdot 95} = 168181 \text{ мм}^2$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 95^3}{32} - \frac{95 \cdot \frac{12}{2} (95 - \frac{12}{2})^2}{2 \cdot 95} = 84051 \text{ мм}^2$$

Підставляємо отримані дані в (5.1) і (5.2).

$$\tau = \frac{796,2 \cdot 10^3}{168181} = 4,73 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

$$\sigma_u = \frac{0,1 \cdot 796,2 \cdot 10^3}{84051} = 0,95 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2}} \geq [n] \quad (5.5)$$

де $[n]=2,2$ при $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_b} = \frac{800}{1000} = 0,8$

$$n = \frac{800}{\sqrt{0,95^2 + 4 \cdot 4,73^2}} = 84,14 \geq 2,2 \quad - \text{ умова виконується.}$$

Запас міцності по межі втоми:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

де n_σ - запас міцності по нормальних напругах ;

n_τ - запас міцності по дотичних напруженнях.

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_{\sigma,\beta}} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (5.7)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau - 1}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau, \beta}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (5.8)$$

де k_{σ} , k_{τ} – ефективні коефіцієнти концентрації $k_{\sigma}=2$; $k_{\tau}=1,9$;

ε_{σ} , ε_{τ} - коефіцієнти враховуючий масштабний фактор: $\varepsilon_{\sigma}=0,68$; $\varepsilon_{\tau}=0,74$;

ψ_{σ} , ψ_{τ} - коефіцієнти, що враховують вплив асиметрії циклу напруг;

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ – амплітуди й середні значення напруг циклу;

$\sigma_a = \sigma_m = 0,95 \text{ Н/мм}^2$;

$\tau_a = 0,25 \quad \tau_m = 0,25 \cdot 4,73 = 1,18 \text{ Н/мм}^2$;

$\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau = 4,73 \text{ Н/мм}^2$;

$\psi_{\sigma} = 0,05$; $\psi_{\tau} = 0$.

Підставляємо у формули (5.7) і (5.8)

$$n_{\sigma} = \frac{500}{\frac{2}{0,68} \cdot 0,95 + 0,05 \cdot 0} = 178,95 ;$$

$$n_{\tau} = \frac{290}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 1,18 + 0 \cdot 4,73} = 95,72 .$$

$$n = \frac{178,95 \cdot 95,72}{\sqrt{178,95^2 + 95,72^2}} = 84,4$$

Запас міцності для валів: $n > 2,5$, а $84,4 > 2,5$ - умова виконується.

5.2 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом[9]

Таблиця 5.2 Вихідні дані.

Розмір шпонки, b; h; l;	0,028; 0,012 ;0,125
Матеріал шпонки	Сталь 30X13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	540
Матеріал колеса	Сталь 12X18Н12М3ТЛ
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	441
Матеріал вала	Сталь 40X
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	800
Крутний момент, $M_{кр}$, Н м	796,2

Крутний момент, який передається від шпоночного з'єднання

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (5.9)$$

де i – число ступенів.

$$M'_{кр} = \frac{796,2}{1} = 796,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження зминання у шпоночному з'єднанні визначається за формулою.

$$\sigma_{ом} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \quad (5.10)$$

де d – діаметр вала під колесом, м;

l_p – робоча довжина шпонки, м;

t – висота шпоночного пазу у ступиці колеса, $t=0,007\text{м}$.

$$l_p = l - b = 0,125 - 0,028 = 0,097 \text{ м} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 796,2}{0,095 \cdot 0,097 \cdot 0,007} = 24,69 \cdot 10^6 \text{ Па} = 24,69 \text{ МПа}$$

Допустима напруга зминання для матеріалу (шпонка, вал, колесо), маючи саму широку межу текучості, обчислюється за формулою:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_{0,2}}{n} = \frac{441}{1,5} = 294 \text{ МПа}, \quad (5.12)$$

где $n=1,5$ – коефіцієнт запаса міцності.

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{см} = 24,69 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 294 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

6 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса

Відповідно завданню на дипломний проект було потрібно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення робочого колеса (креслення 7.090209.06.ДП.110.07). Тип виробництва – середньосерійний.

Виходячи з інформації на робочому кресленні розробляємо технологічний процес виготовлення даної деталі. За базу приймаємо технологічний процес виготовлення робочого колеса відцентрового насоса ВНС 500-1900.

6.2 Опис характеристик визначеного типу виробництва

Середньосерійне виробництво характеризується обмеженою номенклатурою виробів, що виготовляються та ремонтуються партіями, які повторюються через визначений проміжок часу.

Середньосерійне виробництво є одним з основних типів сучасного машинобудувального виробництва, і підприємствами даного типу випускається в наш час 75 – 80% всієї продукції машинобудування країни.

Кількість випуску виробів підприємствами середньосерійного типу коливається від десятків до сотен виробів, що регулярно повторюються. Використовується універсальне та спеціалізоване обладнання. Широко використовуються станки з ЧПУ. Як початкові заготовки використовуються горячий та холодний прокат, лиття в землю та під тиском, точне лиття, по виплавляємим моделям, ковка, штамповка та пресовка.

Середня кваліфікація робітників вище, ніж в масовому виробництві, але нижча, ніж в при одиничному.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

7.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при експлуатації насосної установки.

Охорона праці – це система законодавчих актів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці і відповідних їм соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує.

Мета охорони праці – звести до мінімальної імовірності ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Темою дипломного проекту є розробка насосного агрегату для АЕС з параметрами: подача $Q=630\text{м}^3/\text{г}$, напор $H=90\text{м}$, частота обертів $n=1500\text{ об/хв}$

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливих чинників. Насосні агрегати, насоси, їх вузли та деталі повинні відповідати вимогам безпеки згідно ГОСТ 12.2.003

Проектована насосна установка містить в собі:

- Насос типу Д;
- електродвигун;
- муфта для з'єднання вала електродвигуна з валом насоса;
- огороження.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливих чинників.

У нашому випадку будуть мати місце механічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, а хімічні, біологічні, психофізичні небезпечно-шкідливі фактори відсутні.

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

1. Ураження електричним струмом;
2. Шум і вібрація, викликані працюючим агрегатом;
3. Рухомі елементи з'єднувальної муфти;
4. Мікроклімат;
5. Освітленість робочої зони;
6. Пожежна безпека
7. Дія високих температур.

1. Ураження електричним струмом.

Основними джерелами ураження електричним струмом при експлуатації і обслуговуванні агрегату є електричний струм, який підводиться для живлення двигуна агрегату ($U=660\text{В}$).

Під час експлуатації насосного агрегату для забезпечення електробезпеки повинні прийматися окремі або в сполученні один з одним наступні технічні способи й засоби: захисне заземлення, занулення, захисне відключення, ізоляція струмоведучих частин, попереджувальна сигналізація, засоби захисту і запобіжні пристрої.

Металеві струмоведучі частини електродвигун й електроустаткування повинні бути заземлені відповідно до ГОСТ 12.2.030 – 81 “Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення”.

Електроустаткування агрегату монтується відповідно до діючих будівельних норм і правил улаштування електроустановок (ПУЕ-76) і повинне мати ступінь захисту не нижче IP-44 згідно ГОСТ 14254-80 [21].

Клас електробезпечності приміщення де може експлуатуватися агрегат – приміщення без підвищеної небезпеки, сухі з нормальною температурою повітря і ізольованою підлогою.

2. Шум та вібрація.

Шум. При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності в залежності від ступеня його навантаження і досконалості застосовуваних вузлів, а також від типу і конструкції.

Основними джерелами коливань являються:

- а. механічна неврівноваженість ротора;
- б. підшипники ковзання;
- в. неоднорідність потоку;
- г. кавітаційні процеси;
- д. вихрові процеси у рідині.

ГОСТ 12.1.003 – 83 “Шум. Загальні вимоги безпеки” встановлює класифікацію шумів, припустимі рівні шуму, загальні вимоги до шумових характеристик. Шумова технічна характеристика агрегату на номінальному режимі роботи – рівень звукової потужності не більше 118 дБА. У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях припустимий рівень шуму не повинний перевищувати 80 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 80 дБА повинні бути позначені знаками безпеки. Працюючих у даній зоні повинні забезпечувати засобами індивідуального захисту. Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися з застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху за ГОСТ 12.4.051 – 87, час обслуговування не більше 15 хв у зміну (8 годин). Інший час обслуговуючий персонал повинен знаходитися в приміщенні, що задовольняє вимогам ГОСТ 12.1.003 – 83 і ГОСТ 12.1.012 – 90.

Основним засобом боротьби з шумом у насосному агрегаті є зменшення шуму в самих джерелах, тобто удосконалення конструкції розглянутого агрегату, експлуатація насоса на оптимальних режимах роботи, згідно технічних умов.

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

При роботі і експлуатації агрегату повинні дотримуватися вимоги і рекомендації ДСН 3.3.6.039-99 "Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації". Вібраційні технічні характеристики агрегату-середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряної на корпусах підшипникових опор насоса при номінальній подачі-не більше 4,5мм/с, на інших режимах в робочому інтервалі – не більше 7,1мм/с.

Засоби виміру і контролю вібрації на робочих місцях відповідно до ГОСТ 12.4.012 - 75.

3. Рухомі елементи з'єднувальної муфти.

Як було зазначено, у проектуваному агрегаті деталю, що рухається, є муфта. Тому, щоб уникнути травматизму, відповідно до ГОСТ 12.2.003 – 81 "Устаткування виробниче. Огородження захисне" муфта повинна мати надійно закріплене захисне огороження (кожух).

4. Мікроклімат.

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

Так як піддержання оптимальних кліматичних умов найважче у літній період року коли виділяється багато теплової енергії від сонця та обладнання, то для цього періоду року повинна бути передбачена примусова вентиляція робочого приміщення, щоб забезпечити нормальні умови праці. Враховуючи, що забруднені рідини не є токсичними речовинами, то вентиляцію потрібно розраховувати за надлишковим теплом та вологістю.

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

5. Освітленість робочої зони.

Розрізняють два типи освітлення: природне та штучне.

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

Згідно СНиП 23-05-95, монтажні, обслуговувальні та ремонтні роботи відносяться до IV розряду зорового навантаження, отже приміщення, де встановлено агрегат, передбачає використання загального освітлення з освітленістю 200лк.

6. Пожежна безпека.

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

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

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

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

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

Заходи щодо боротьби з пожежею:

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

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

- застосуванням засобів пожежогасіння;
- застосуванням засобів індивідуального і колективного захисту людей від небезпечних чинників пожежі.

- застосуванням автоматичних установок пожежної сигналізації і пожежогасіння;

3. Робочим середовищем являється - вода, яка не є горючою. Тому категорія приміщення Д .

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

7. Дія високих температур.

Місцями підвищених температур можуть бути: (більш ніж 45°C) температура корпусу насоса, та (до 85°C) температура робочої середовища, у взаємодії з якою знаходяться деталі корпусу насоса. Доторкування до цих поверхонь може призвести до опіків. Для запобігання цього потрібно встановити огорожу.

Висновок: Виконання усіх вищезазначених заходів створює умови для нормальної експлуатації проєктованого агрегату та забезпечує відповідність агрегату вимогам нормативної документації:

ГОСТ 12.2.030 – 81 “Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення”

ГОСТ 12.2.003 – 81 “Устаткування виробниче. Огородження захисне”

ГОСТ 12.1.003 – 83 “Шум. Загальні вимоги безпеки”

ГОСТ 12.0.003 – 74 “Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація”

ГОСТ 12.1.004 – 91 “Пожежонебезпека”

7.2 Розрахунок шуму

Вхідні дані:

На дільниці атомної станції встановлено $N = 3$ однакових джерел шуму з рівнем $P = 118$ дБА кожний.

Визначити сумарний рівень шуму в цьому приміщенні. Як зміниться сумарний рівень шуму біля третього агрегату який знаходиться в непрацюючому стані, якщо відгородити його звукоізолюючим екраном.

Розв'язання

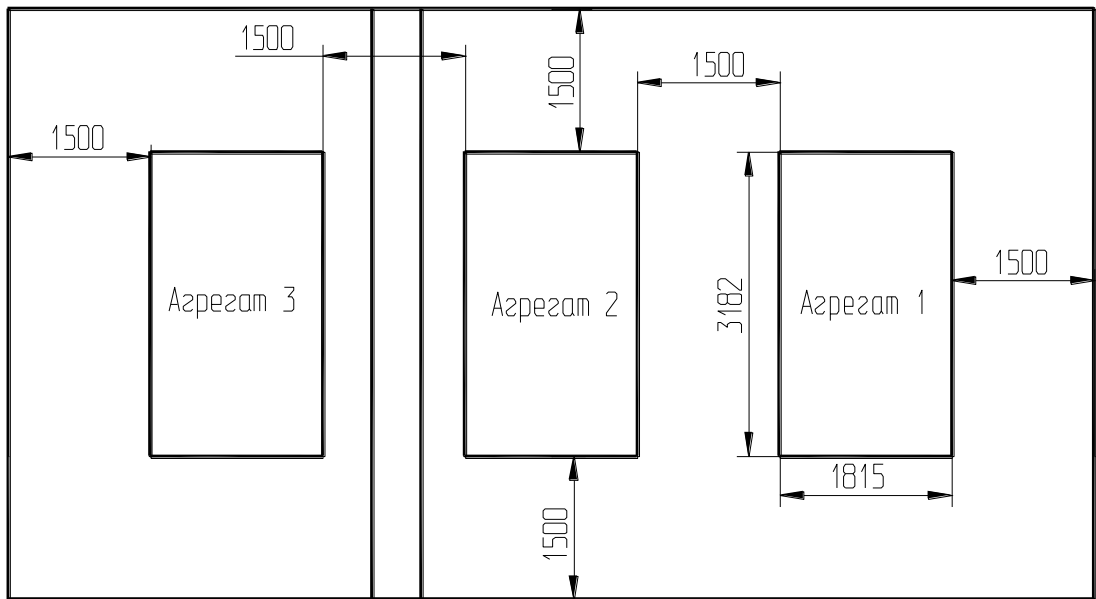


Рисунок 7.2.1 - план ділянки

Сумарний рівень шуму однакових джерел, дБА, може бути розрахований за формулою:

$$P_{\Sigma} = 10 \lg N + P$$

де P - рівень шуму від одного джерела, дБА; N - кількість однакових джерел шуму, шт.

Розраховуємо сумарний рівень шуму при одночасній роботі трьох агрегатів:

$$P_{\Sigma} = 118 + 10 \cdot \lg 3 = 123 \text{ дБА}$$

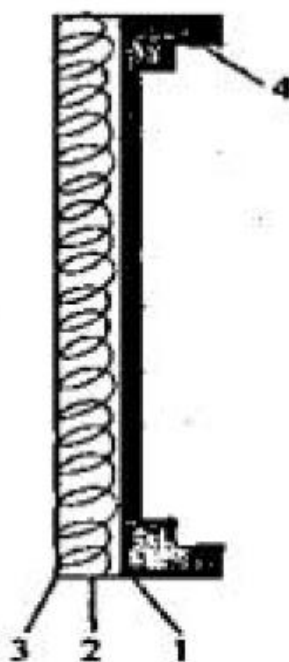
Розраховуємо сумарний рівень шуму при одночасній роботі двох агрегатів:

$$P_{\Sigma} = 118 + 10 \cdot \lg 2 = 121 \text{ дБА}$$

Даний рівень шуму не задовільняє вимогам з охорони праці, бо перевищує норму (80 Дцб).

Для того щоб було можливо проводити ремонтні роботи біля третього агрегату, потрібно відгородити його звукоізолюючим екраном.

Вибираємо сталевий лист товщиною 5 мм, при середньгеометричній частоті октавних полос 1000 Гц звукоізоляція складає 36 дБ.[12.стр 62]



1- лист сталевий товщиною 5 мм; 2- звукопоглинаючий матеріал (вініпор) товщиною 50 мм; 3- перфорований лист або металева сітка; 4- профіль

Рисунок 7.2.2 Елементи акустичного екрана.

При використанні захисного екрана рівень шуму зменшується до 82 дБ, що майже задовольняє вимогам, але потрібно використовувати засоби індивідуального захисту :

а) антифони у вигляді навушників і вкладишів, з сумішею волокон органічної бактерицидної вати і ультра тонких полімерних волокон (знижують шум на 15-30 дБ);

б) шоломи – при дії шуму з рівнем >120 дБ.

в) вінікор знижує рівень шуму на 35 дБ при товщині його 50мм

Висновки: При працюючих двох агрегатах можливо виконувати ремонтні роботи біля третього, якщо застосовується вибраний звукозахистний екран, та засоби індивідуального захисту. Використані засоби захисту дозволяють зменшити рівень шуму менш ніж до 80 дБ, що в свою чергу задовольняє вимогам з охорони праці.

8 РОЗРАХУНОК ЗНАЧЕНЬ РАДІАЛЬНОЇ І ОСЬОВОЇ СИЛИ У ПРОЕКТОВАНОМУ НАСОСІ ТИПУ Д.

8.1 Розрахунок радіальної сили у однозавитковому і у двозавитковому спіральних відводах [13]

Таблиця 8.1.1 - Вихідні дані для розрахунку

Розрахункова подача насоса, м ³ /год	$Q := 630$
Напір насоса, м	$H := 90$
Частота обертання, об/хв	$n := 1480$
Оптимальна подача, м ³ /год	$Q_n := 770$
Густина перекачуваної рідини, кг/м ³	$\rho_{max} := 1000$
Зовнішній діаметр РК, м	$D_2 := 0.496$
Ширина РК на виході, м	$b_2 := 0.072$
Коефіцієнт швидкохідності	$ns := 55$

Таблиця 8.1.2 - Умовні позначення використані при розрахунку

Коефіцієнт радіальної сили для однозавиткового спірального відводу при $Q=0$	KR_0
Питома швидкохідність	nq
Подача насоса при даному режимі	Q_1
Оптимальна подача насоса	Q_n
Коефіцієнт радіальної сили	KR
Відношення коефіцієнта KR до KR_0	A

Розрахунок радіальної сили у однозавитковому спіральному відводі
Знаходимо коефіцієнт KR_0 з рисунку (9.1). Для знаходження KR_0 необхідно знайти nq .

$$nq := \frac{ns}{3.65}$$

$$nq = 15.068$$

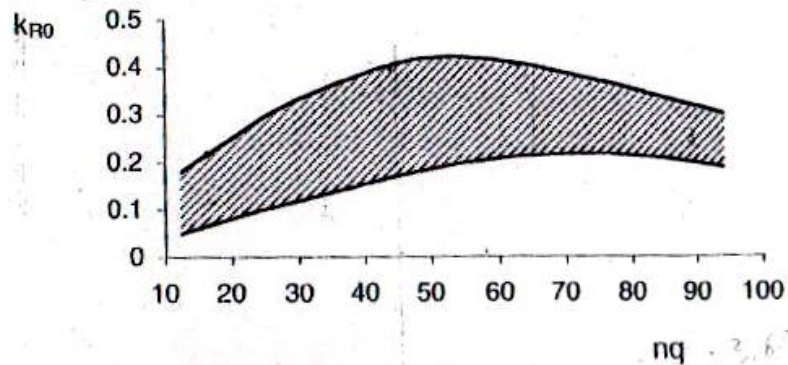


Рисунок 8.1.1 - Залежність коефіцієнта радіальної сили для однозавиткового спірального відводу при $Q=0$, від питомої видкохідності
З графіку знаходимо: $KR0 := 0.21$

З робочої характеристики насоса вибираємо режими для розрахунку, таким чином, щоб один з режимів співпадав з розрахунковими параметрами насоса подачею $Q=630 \text{ м}^3/\text{год}$, напором $H=90 \text{ м}$.

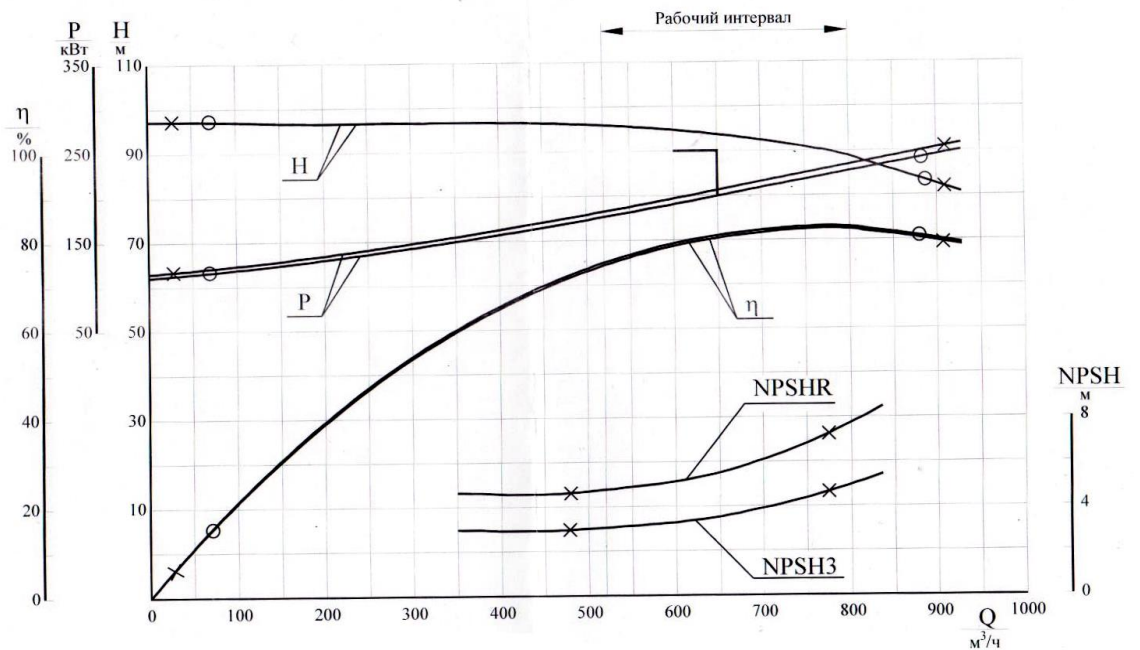


Рисунок 8.1.2- Робоча характеристика насоса

À

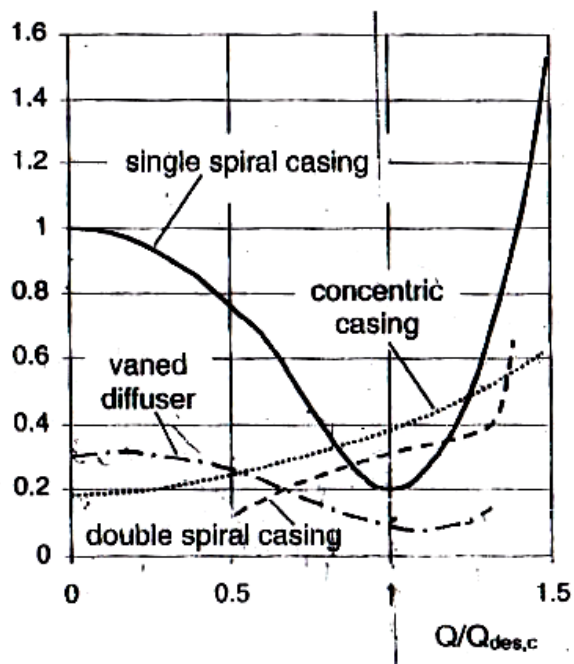


Рисунок 8.1.3 - Залежність коефіцієнта радіальної сили вираженої у безрозмірних одиницях для різних типів відводів насоса від режиму роботи насоса

single spiral casing –однозавитковий спіральний відвід

double spiral casing – двозавитковий спіральний відвід

Таблиця 8.1.3- Розрахункові режими

№ режиму	Однозавитковий спіральний відвод		Двозавитковий спіральний відвод	
	Q _{розр}	Q _{розр} / Q _{опт}	Q _{розр}	Q _{розр} / Q _{опт}
1	193	0,25	-	-
2	385	0,5	385	0,5
3	630	0,82	630	0,82
4	770	1	770	1
5	963	1,25	963	1,25

Режим 1

$$\frac{Q1}{Qn} := 0.25$$

З рисунку (9.3) визначаємо KR для данного режиму роботи насоса:

$$A1 := \frac{KR}{KR0}$$

Для данного режиму вибираємо A з рисунка (9.3) :

$$A1 := 0.93$$

$$KR1 := A1 \cdot KR0$$

$$KR1 = 0.195$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr1 := KR1 \cdot \rho_{\max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr1 = 6.158 \times 10^3$$

Режим 2

$$\frac{Q2}{Qn} := 0.5$$

Для данного режиму вибираємо A з рисунка (9.3) :

$$A2 := 0.75$$

$$KR2 := A2 \cdot KR0$$

$$KR2 = 0.158$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr2 := KR2 \cdot \rho_{\max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr2 = 4.966 \times 10^3$$

Режим 3

$$\frac{Q\delta}{Qn} := 0.82$$

Qp --подача насоса на робочому режимі

Для данного режиму вибираємо A з рисунка (9.3) :

$$A3 := 0.37$$

$$KR3 := A3 \cdot KR0$$

$$KR3 = 0.078$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr3 := KR3 \cdot \rho_{\max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr3 = 2.45 \times 10^3$$

Режим 4

$$\frac{Q4}{Qn} := 1$$

Для данного режиму вибираємо A з рисунка (9.3) :

$$A4 := 0.2$$

$$KR4 := A4 \cdot KR0$$

$$KR4 = 0.042$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr4 := KR4 \cdot \rho_{max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr4 = 1.324 \times 10^3$$

Режим 5

$$\frac{Q5}{Qn} := 1.25$$

Для данного режима выбираємо А з рисунка (9.3) :

$$A5 := 0.5$$

$$KR5 := A5 \cdot KR0$$

$$KR5 = 0.105$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr5 := KR5 \cdot \rho_{max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr5 = 3.311 \times 10^3$$

8.2 Розрахунок радіальної сили у двузавитковому спіральному відводі

Режим 1

$$\frac{Q1}{Qn} := 0.5$$

Для данного режима выбираємо А з рисунка (9.3) :

$$A1 := 0.12$$

$$KR1 := A1 \cdot KR0$$

$$KR1 = 0.025$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr1 := KR1 \cdot \rho_{max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr1 = 794.559$$

Режим 2

$$\frac{Q\delta}{Qn} := 0.82$$

Qp --подача насоса на робочому режимі

Для данного режима выбираємо А з рисунка (9.3) :

$$A2 := 0.27$$

$$KR2 := A2 \cdot KR0$$

$$KR2 = 0.057$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для данного режиму:

$$Fr2 := KR2 \cdot \rho_{max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr2 = 1.788 \times 10^3$$

Режим 3

$$\frac{Q3}{Qn} := 1$$

Для данного режима выбираємо А з рисунка (9.3) :

$$A3 := 0.3$$

$$KR3 := A3 \cdot KR0$$

$$KR3 = 0.063$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для даного режиму:

$$Fr3 := KR3 \cdot \rho_{\max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr3 = 1.986 \times 10^3$$

Режим 4

$$\frac{Q4}{Qn} := 1.25$$

Для даного режиму вибираємо A з рисунка (9.3) :

$$A4 := 0.38$$

$$KR4 := A4 \cdot KR0$$

$$KR4 = 0.08$$

Розраховуємо радіальну силу Fr для даного режиму:

$$Fr4 := KR4 \cdot \rho_{\max} \cdot g \cdot H \cdot D2 \cdot b2$$

$$Fr4 = 2.516 \times 10^3$$

Порівнюючи значення радіальної сили, отриманої при розрахунках однозавиткового та двохзавиткового спіральних відводів, можна зробити висновок, що використання двухзавиткового спірального відводу зменшить радіальну силу при роботі насоса на робочому режимі майже у 2 рази. Тому у проектуваному насосі типу Д використовується двозавитковий спіральний відвід.

$$A0 := \begin{pmatrix} 192.5 \\ 385 \\ 631.4 \\ 770 \\ 962.5 \end{pmatrix} \quad B0 := \begin{pmatrix} 6158 & 0 \\ 4966 & 794 \\ 2450 & 1788 \\ 1324 & 1986 \\ 3311 & 2516 \end{pmatrix}$$

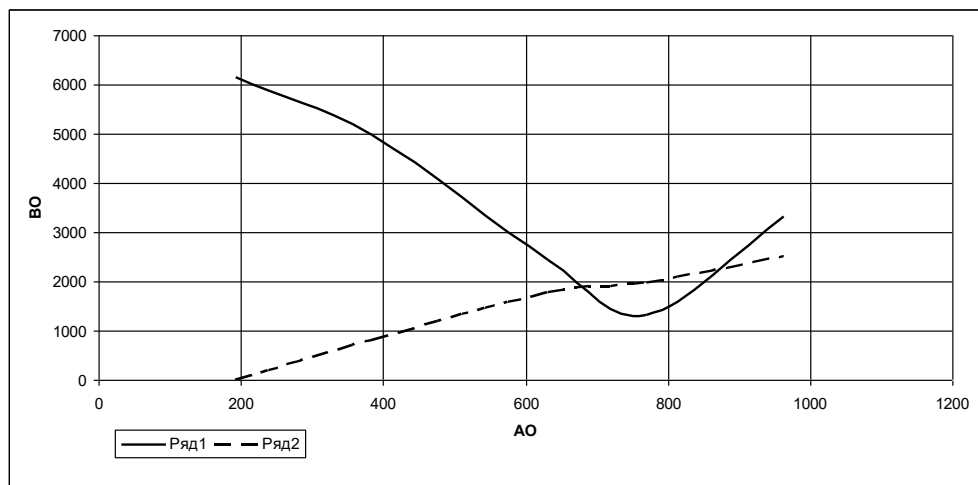


Рисунок 8.2.1 Залежність радіальної сили від подачі насоса при однозавитковому та двозавитковому спіральних відвоах

A0 --одача насоса

B0 --радіальна сила

Ряд 1 --однозавитковий спіральний відвід

Ряд 2 --двозавитковий спіральний відвід

Розрахунок осьової сили виконаний за методикою [14]

Таблиці 8.2.1 Вихідні дані:

Зовнішній радіус робочого колеса	$r_2 := 0.248$
Радіус диску на щільовому ущільненні	$R_i := 0.115$
Густина рідини	$\rho := 1000$
Зовнішній діаметр робочого колеса	$D_2 := 0.496$
Частота обертання	$n := 1480$

Розрахунок

$$\gamma := \rho \cdot g$$

$$\gamma = 9.81 \times 10^3$$

Колова швидкість на зовнішньому діаметра D2

$$u_2 := \pi \frac{D_2 \cdot n}{60}$$

$$u_2 = 38.417$$

Величина осьової сили F:

$$F := -\pi \cdot (r_2^2 - R_i^2) \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - R_i^2} \cdot \ln \left(\frac{r_2^2}{R_i^2} \right) + \frac{r_2^2 + R_i^2}{2r_2^2} - 2 \right)$$

$$F = -1.582 \times 10^4 \text{ Н}$$

ВИСНОВКИ

Під час виконання дипломного проекту, мною був розроблений насосний агрегат типу Д, з параметрами подача $Q=630 \text{ м}^3/\text{год}$, та напір $H=90 \text{ м}$, який призначений для перекачування води на атомній електростанції.

За час виконання проекту я ознайомився та засвоїв теоретичний матеріал пов'язаний з насосами типу Д. За основу був прийнятий насос Д 630-90-2, який серійно виготовляється на підприємстві. Мною були проведені розрахунки проточної частини насосу, які необхідні для проектування насосу, та вдосконалення існуючої конструкції. Для зменшення радіальної сили замість однозавиткового спірального відводу, був використаний двозавиткой спіральний відвід, що майже в 2 рази зменшує радіальну силу. Для надійності агрегату були змінені матеріали відповідних деталей та збільшена товщина стінок корпусу. За цими розрахунками та враховуючи досвід раніше спроектованих насосів, були виконані робочі креслення основних вузлів та деталей насосу.

В технологічному розділі мною був виконаний технологічний процес виготовлення робочого колеса. До нього додається технологічний плакат зі всіма операціями.

В розділі економіки був виконаний розрахунок оптової ціни та собівартості насосного агрегату. До нього додається економічний плакат з плановою калькуляцією.

В розділі охорони праці мною були проаналізовані всі небезпечні фактори, які можуть виникнути при роботі насосного агрегату та його обслуговуванні. Був виконаний розрахунок шуму при одночасній роботі трьох агрегатів, та запропоновані міри що до зниження дії шуму на обслуговуючий персонал при увімкненому обладнанні.

В розділі ЕОМ була розроблена програма для обрахунку радіальної і осьової сили, які виникають у насосі.

В результаті розрахунку були отримані інтегральні параметри проточної частини спірального насоса.

Аналіз результатів чисельного дослідження показав, що гідравлічні якості напівспірального підводу задовольняють вимогам, які викладені у літературі.

Аналіз структури течії в робочому колесі показав, що для всіх режимів роботи насоса течія у робочому колесі не є вісесиметричною.

В результаті даної роботи проведено чисельне моделювання течії в проточній частині відцентрового насоса ЦНА 630-90 з робочим колесом двостороннього входу з напівспіральним підводом і двохзавітковим спіральним відводом. Також отримана інтегральна характеристика насоса.

Використання ЧЕ є одним із можливих шляхів суттєвого зниження трудових та матеріальних витрат на дослідження процесів в гідравлічних машинах та значного скорочення строків виконання робіт

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
3. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Проектирование центробежного рабочего колеса» / Сост. Н.К.Ржебаева – Харьков: ХГУ, 1991- 44с.
4. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчет и конструирование насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов» / Сост. Н.К.Ржебаева
6. Справочник металлиста. Под редакцией Чернавского. Том 1. М.; Машиностроение, 1976, 768с.
7. ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки.
8. SKF. Общий каталог, 2006, 1129с.
9. Биргер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Бюргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979.-702с.
10. Методические указания к выполнению технологического раздела дипломного проекта по специальности 12.11 для студентов дневной и заочной формы обучения. Сост.: А.С. Мандрыка. –Сумы: Изд-во СумГУ, 1994.-23с

11. Методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта для студентов специальности «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика» - 1997.

12. www.complexdoc.ru/ntdpdf/541615/zashita_ot_shuma_tekhnologicheskogo_oborudovaniya.

13. CENTRIFUGAL PUMP HANDBOOK T.M.P.S.p.A.
Termomeccanica Pompe-La Spezia. Italy.

14. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин А.А. – М.: Машиностроение, 1966. – 361с.

15. \Методические указания по оформлению текстовых документов (курсовых и дипломных проектов)/ Сост.: Ю.В. Хмельницкий.- Сумы: Изд-во СумГУ, 1997. - 43с.