Міністерство освіти і науки України

Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТЕВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

«__»_____20__р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

“ Оцінка впливу зазорів у шпаринних ущільненнях робочого колеса на крутизну напірної характеристики насоса ”

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

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

Виконавець роботи _____ Андрусяк Владислав Олегович

(підпис)

Керівник _____ Лугова Світлана Олегівна

(підпис)

Суми 2019

РЕФЕРАТ

Звіт по об'єму роботи: 117 сторінок, 65 рисунків, 23 джерела.

ШПАРИННІ УЩІЛЬНЕННЯ, ОБ’ЄМНІ ВТРАТИ, НАПІРНА ХАРАКТЕРИСТИКА, АНАЛІЗ ТЕЧІЇ, РЕЦИРКУЛЯЦІЯ, НЕРОЗРАХУНКОВИЙ РЕЖИМ, РОБОЧЕ КОЛЕСО

Тема магістерської роботи: Оцінка впливу зазорів у шпаринних ущільненнях робочого колеса на крутизну напірної характеристики насоса.

Мета магістерської роботи: Дослідити явища, що виникають при зменшенні зазорів, та їх вплив на характеристику.

Об’єкт досліджень: Проточна частина насоса типу К, з переднім шпарин ним ущільненням.

Предмет досліджень: Течія рідини в проточній частини насоса типу К 125-310, течія в пазусі між робочим колесом та корпусом, течія в передньому шпаринному ущільненні.

Результати аналізу течії в проточній частини насоса типу К 125-310, течія в пазусі між робочим колесом та корпусом, течія в передньому шпаринному ущільненні отримані за допомогою програмного продукту ANSYS CFX.

В результаті проведення чисельного дослідження був виявлений непрямий вплив величини зазору в шпаринному ущільненні на структуру потоку на режимах недовантаження, прямий вплив чинить величина витоку.

Одним з результатів дослідження було підтвердження відомих фактів, наприклад твердження Ломакіна про розподіл колової швидкості в пазусі.

Отримані напірна та енергетична характеристики для різних значень зазорів в шпаринному ущільненні робочого колеса.

Зміст

Вступ 5
1 Актуальність теми та опис проблеми 6
2 Систематизація та науковий аналіз літератури за темою роботи 9
2.1 Шпаринні ущільнення 9
2.2 Об'ємні втрати 10
2.2.1 Розподіл швидкості та тиску в пазусі 13
2.2.2 Коефіцієнт витрати μ 13
2.3 Вибір радіального зазору 16
2.4 Довжина щілини 18
2.5 Заходи по зменшенню витоків 19
2.6 Вплив витоку на роботу насоса 20
2.7 Характеристики лопатевих насосів 20
2.6.1 Форма напірної характеристики 21
2.6.2 Шляхи отримання стабільної форми напірної характеристики 23
2.7 Робота насоса на нерозрахунковому режимі 25
2.8 Явище рециркуляції 28
2.9 Запобігання взаємодії зворотних токів з течією на вході в колесо 32
3 Гідравлічні розрахунки проточної частини 33
3.1 Розрахунок та проектування робочого колеса 33
3.1.1 Визначення основних геометричних параметрів 33
3.1.2 Проектування меридіанного перерізу 44
3.1.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті 47
3.1.4 Профілювання лопаті 50
3.1.5 Нарощення товщини лопаті 58
3.2 Розрахунок та проектування спірального відводу 60
3.2.1 Визначення діаметра початкового кола D_3 і ширини входу в спіраль b_3 60
3.2.2 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{спр.\ расч.}$ 61
3.2.3 Визначення площі розрахункового перерізу 61
3.2.4 Перевірка правильності визначення $F_{розр.}$ 63
3.2.5 Побудова спіралі в плані 64
3.2.6 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки 65
4 Розрахунок гідродинамічних сил, які діють на ротор насоса 67
4.1 Розрахунок радіальної сили 67

4.2 Розрахунок осьової сили 68
5 Розрахунок до вибору підшипників 70
5.1 Розрахунок реакцій в підшипниках 70
5.2 Розрахунок до вибору радіально-упорного однорядного шарикопідшипника 72
5.3 Розрахунок до вибору радіального однорядного роликопідшипника з короткими циліндричними роликами 73
6.1 Розрахунок вала на статичну міцність 74
6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом 77
7 Чисельне дослідження 79
7.1 Створення сіток 80
7.2 Математична модель 83
7.3 Розрахункова модель 84
8 Результати розрахунку 86
9 Охорона праці 107
Висновки 114
Список використаної літератури 116

Вступ

При розробці та конструюванні насосного обладнання одним із ключових факторів являється економічність отриманої конструкції. Економічність може досягатися різними шляхами, зменшення витрат на матеріали, зменшення кількості ремонтів, підвищення к.к.д.

Насос – це гідравлічна машина, принцип роботи якої заснований на перетворенні енергії, тобто щоб надати потоку рідини енергію (створити напір), необхідно підвести енергію.

Підвищення к.к.д. – це збільшення відношення корисної енергії до затраченої. В цьому випадку корисна енергія – це енергія яка необхідна для створення насосом необхідного напору при заданій витраті рідини. Затрачена енергія – це енергія яку підводять до насоса (енергія приводу). Але підведена енергія не повністю перетворюється в енергію потоку, завжди виникають різні види втрат цієї енергії.

Втрати бувають гідравлічні, механічні та об’ємні. Втрати мають різні джерела, які пов’язані з самим процесом перекачування рідини, з шорсткістю поверхонь протікання, з певними конструктивними елементами.

В даній роботі опосередковано будуть розглянуті механізми по зменшенню об’ємних втрат (варіація зазору в шпаринному ущільненні), та вплив цих втрат на к.к.д. насоса. Але основним завданням цієї роботи виступає дослідження впливу певних явищ на напірну характеристику в режимах низьких подач.

1 Актуальність теми та опис проблеми

На підприємстві АТ «ВНДІАЕН» був спроектований та виготовлений багатоступінчатий насосний агрегат. Визначальним фактором, що виділяє даний насос з багатьох інших спроектованих моделей – це наявність зменшених зазорів в щілинних ущільненнях, що дозволило б підвищити об'ємний та загальний к.к.д. насоса та агрегату. Зменшені зазори також вплинули б на динамічні характеристики ротора, збільшилась жорсткість та значення першої власної частоти коливання ротора.

Після проведення гідравлічних випробувань були отримані характеристик (напірна, енергетична,…) насоса (рис.1.1)

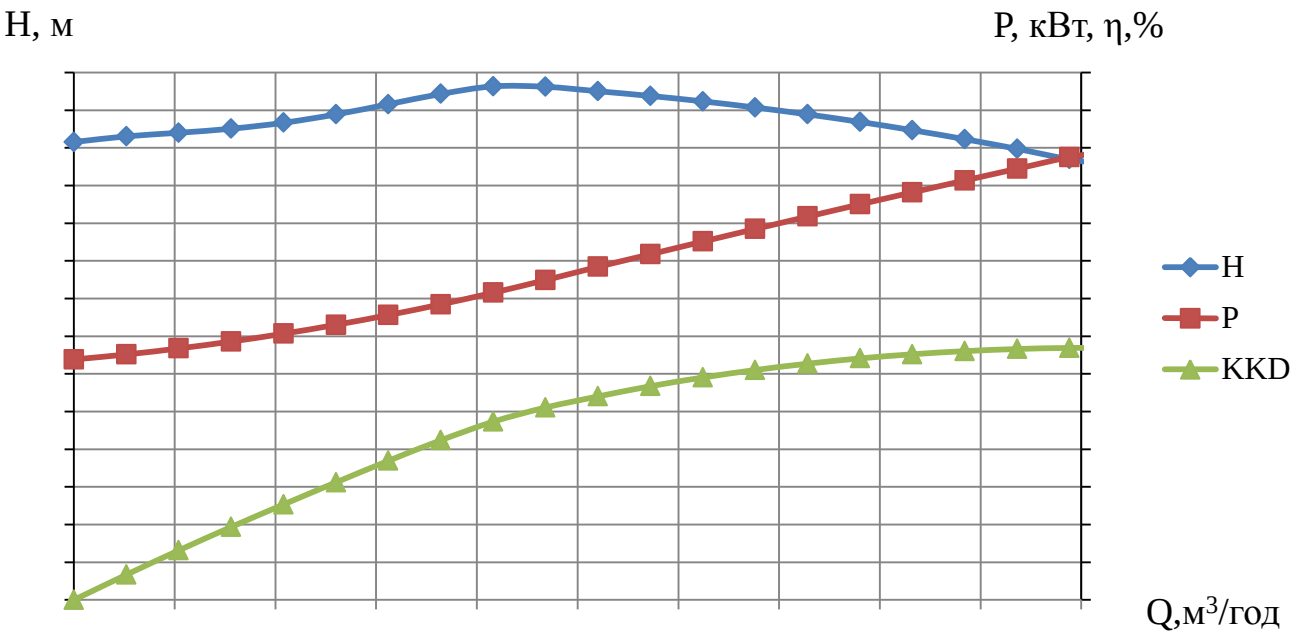


Рисунок 1.1 – Напірна та енергетичні характеристики багатоступінчатого насоса

Проаналізувавши отримані характеристики виник ряд питань:

- Чому відбулося різке западання напірної характеристики?
- Зменшене значення радіальних зазорів в шпаринних ущільненнях має безпосередній вплив на характеристику?
- Механізми впливу величини зазору на характеристику?

Були вжиті наступні етапи по виправленню характеристик результат даних корегування кривої H =f(Q) наведено на рисунку 1.2:

- Було знято шпаринне кільце останнього ступеня, зазори на інших кільцях без змін (крива 2);
- Були збільшені зазори на всіх кільцях до 0,29 мм (крива 3);
- Були збільшені зазори на всіх кільцях до 0,34 мм (крива 4);
- Були збільшені зазори на всіх кільцях до 0,34 мм, проведена підрізка робочих коліс (крива 5);
- Були збільшені зазори на всіх кільцях до 0,40 мм, проведена підрізка робочих коліс (крива 6);

Крива 1 – початкова характеристика, наведена на рисунку для кращої ілюстрації процесу корегування характеристики, дає можливості порівняння результатів проведених виправлень.

Я бачимо дії направлені на корегування виявили позитивний ефект, тому можна зробити деякий висновок, зазори в шпаринних ущільненнях, тобто скоріше витоки впливають на характеристику.

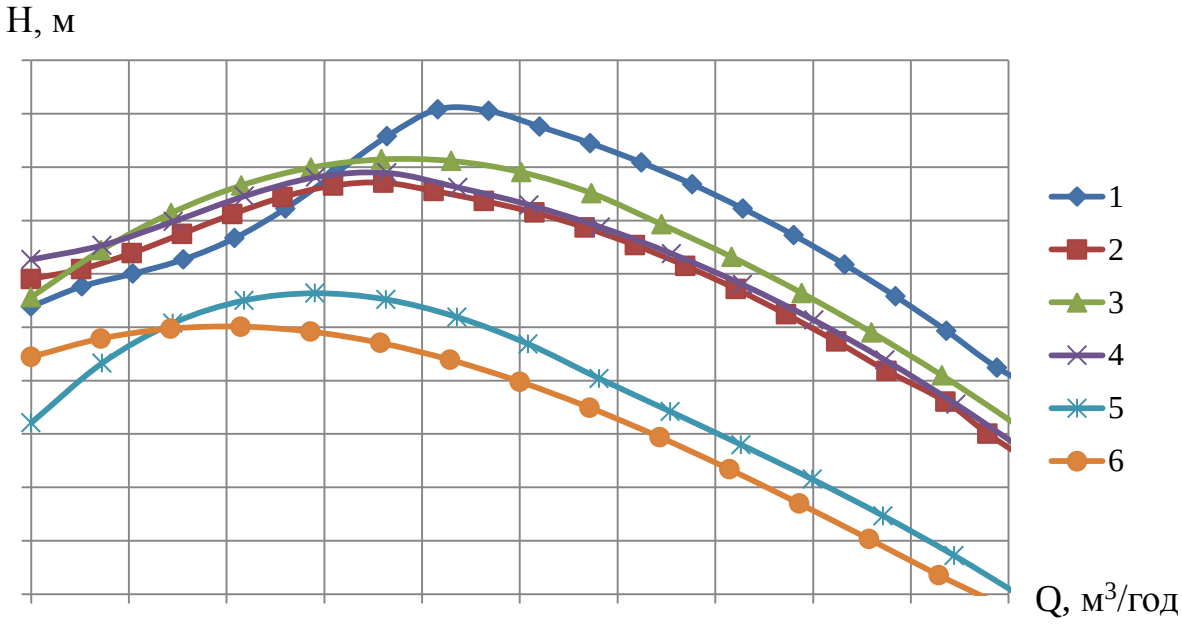


Рисунок 1.2 – Етапи виправлення напірної характеристики

Тема магістерської роботи: Оцінка впливу зазорів у шпаринних ущільненнях робочого колеса на крутизну напірної характеристики насоса.

Мета магістерської роботи: Дослідити явища, що виникають при зменшенні зазорів, та їх вплив на характеристику.

Об'єкт досліджень: Проточна частина насоса типу К 125-310, з переднім шпарин ним ущільненням.

Предмет досліджень: Течія рідини в проточній частини насоса типу К 125-310, течія в пазусі між робочим колесом та корпусом, течія в передньому шпаринному ущільненні.

Поле дослідження в даній роботі лежить в області низьких витрат ($> 0{,}5Q_{опт}$) про що можна судити з рисунків 1.1 та 1.2.

Для вирішення поставленої задачі був використаний метод чисельного моделювання. Даний метод повністю задовольняє для вирішення поставленої задачі, він дозволяє отримати досить точні обґрунтовані результати при незначних затратах ресурсів.

Чисельне моделювання проводилося за допомогою програмного продукту ANSYS CFX.

Актуальність даної теми полягає в тому що, робота насоса та явища що виникають при протіканні рідини на режимах низьких витрат (не розрахункові режими) ще детально невивчені, приклад такого явища буде розглянутий в даній роботі.

2 Систематизація та науковий аналіз літератури за темою роботи

2.1 Шпаринні ущільнення

Шпаринні ущільнення – це вузькі і досить протяжні шпарини, іноді можуть бути виконані у вигляді лабіринтів, що представляють собою комбінацію декількох шпарин.

Ущільнення досягається за рахунок малої величини зазору, яка обмежується радіальним биттям вала і деформаціями корпусних деталей. Принцип дії такого ущільнення заснований на створенні великого гідравлічного опору в дуже довгих і вузьких шпаринах, завдяки чому відбувається зменшення витоків[4].

Найчастіше шпаринні ущільнення використовують в якості передніх або проміжних ущільнень робочого колеса. На рисунку 2.1 показано переднє ущільнення робочого колеса, де 1 – кільце ущільнення, яке кріпиться до корпусу 2, 3 - робоче колесо.

Переваги [4]:

• надійна робота при будь-яких температурах, тисках і частотах обертання;

• простота конструкції;

• широкий вибір застосовуваних матеріалів.

Недоліки [4]:

• не забезпечується повна герметизація;

• при довгих втулках (з метою зменшення витоків) виникає можливість фізичного контакту вала з кільцем ущільнення при перекосах чи прогинах.

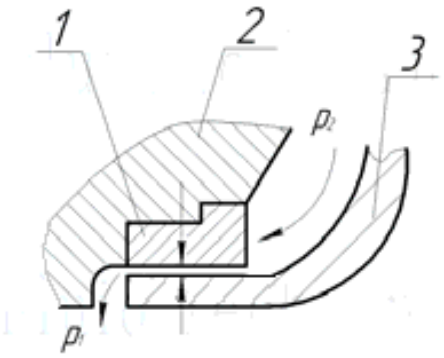


Рисунок 2.1 – Переднє шпарин не ущільнення

2.2 Об’ємні втрати

Об’ємні втрати – це втрати обумовлені наявністю зазорів у насосі, через які рідина має можливість перетікати з областей з більш високим тиском в області з більш низьким. У відцентрових насосах щілинні витоки виникають в ущільненнях робочого колеса між напірною і всмоктувальною областями q_1 рисунок 2, в ущільненнях між суміжними ступенями багатоступінчастого насоса – q_2, в гідравлічних розвантажувальних пристроях насоса – q_s, в кінцевих ущільненнях насоса – $q_{зовн}$[4].

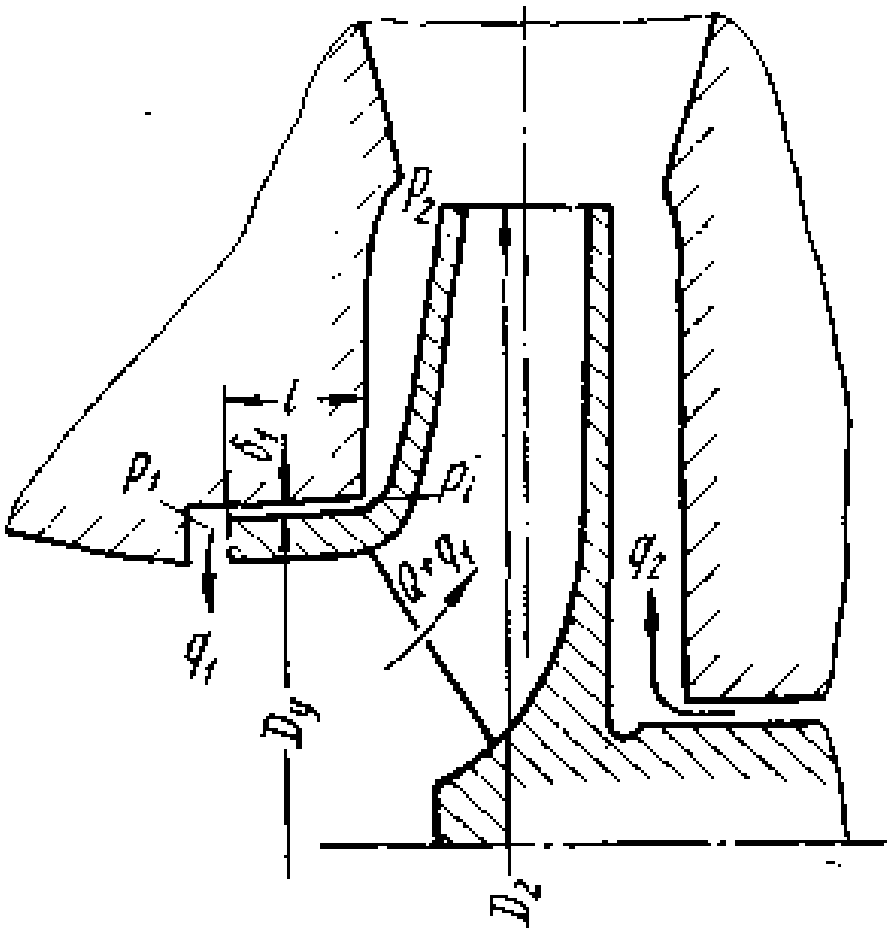


Рисунок 2.2 – Схема витоків в ущільненнях робочого колеса відцентрового насоса

Рідина, яка перекачується робочим колесом у кількості $Q_K=Q+q_1$, поступає у відвід Q і частково повертається q_1 у підвід через зазор у передньому шпаринному ущільненні робочого колеса. Витоки через переднє ущільнення обумовлені тим, що тиск на виході з робочого колеса більше, ніж у підводі.

Втрати потужності на витоки q_1, q_2, q_s не рівноцінні, тому їх приводять до втрат потужності одного колеса. Сумарні витоки при даних значеннях подачі і напору одного колеса визначають об'ємний к. к. д. насоса [1]:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \Sigma q}. \qquad (2.1)$$

Витоки рідини через переднє ущільнення робочого колеса, яке виконано у вигляді кільцевої щілини, визначається за формулою [1,4]:

$$q_1 = \mu \cdot f_{y1} \sqrt{2g \cdot h_{y1}}, \qquad (2.2)$$

де μ – коефіцієнт витрати щілини;

$f_{y1} = \pi D y_1 \, b_1$ - площа поперечного перерізу щілини;

D_{y1} – діаметр щілини;

b_1- радіальний зазор щілини;

$h_{y\,1}$- напір, який втрачається в ущільненні.

Напір, що втрачається в передньому ущільненні, можна визначити за формулою [4]:

$$h_{y1} = \frac{p_{y1} - p_1}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} - \frac{p_2 - p_{y1}}{\rho g} = H_p - \frac{p_2 - p_{y1}}{\rho g}, \qquad (2.3)$$

де $H_p = H_m \eta_{гк} \left(1 - \frac{g H_m}{2U_2^2}\right)$ - потенційний напір робочого колеса;

$\eta_{гк}$ – гідравлічний ККД;

$p_2 - p_{y1}$ – перепад тиску в пазусі від виходу з робочого колеса до входу в щілину.

Таблиця 2.1 – Залежності для визначення втрат напору в передньому ущільненні за рекомендаціями різних авторів [4]

Автор	Розрахункова формула	Примітка
Ломакін	$h_y = H_p - \frac{U_2^2}{8g}\left[1-\left(\frac{r_y}{r_2}\right)^2\right];$ $h_y = H_P - \frac{U_2^2}{8g}\left(\frac{r_2}{r_y}\right)^2\left[1-\left(\frac{r_y}{r_2}\right)^2\right]$	При нормальній роботі ущільнення При аварійному зносі ущільнення
Вербицька	$\bar{h}_y = h_0 \cdot 10^{\alpha\bar{V}_{u2}+\beta\cdot\bar{r}_y}$, $\bar{h}_y = \frac{h_y 10^6}{n^2 r_2^2}$; $\bar{h}_0 = \frac{h_0 \cdot 10^6}{n^2 r_2^2}$ при $V_{u2}=0$	Для насосів спірального типу при S/r_2=0,0426-0,17; q=(0,5-2,5)·10^{-3}м^3/с; $\bar{V}_{u2} = 0{,}2 - 0{,}46$; Re_u=(1,8-2,1)·10^6
Дью	$h_y = H_p - \frac{K^2\omega^2}{2g}\left(r_2^2 - r_y^2\right),$ $K = 0{,}382\mathrm{Y}^{0{,}016}\left(\frac{r}{r_2}\right)^{-1{,}434}\left(\frac{S}{r_2}\right)^{-0{,}233};$ $K = 0{,}906 + 0{,}012Y\left(\frac{S}{r_2}\right)^{-1} - 5{,}36Y -$ $- 51{,}1\frac{S}{r_2} + 1295{,}3\left(\frac{S}{r_2}\right)^2$	$K = \frac{\omega_{ж}}{\omega} \neq 0{,}5$ Течія до центру Течія від центру
Седач	$h_y = 86K_2\frac{S}{r_2}\left[\left(\frac{r_2}{r_y}\right)^2 - 1\right]\left(1-\frac{r_y}{r_2}\right);$ $K_2 = \frac{p}{2}\left(\frac{Q}{2\pi r_2 S}\right)$	Течія від центру при $Re \geq 10^5$, $S/r_2 = 0{,}0095 - 0{,}12$ $\delta = S/2$- товщина пограничного шару
Степанов	$h_y = 0{,}75\left(U_2^2 - U_{y1}^2\right)/2g$	Для інженерних розрахунків при n_s=20-80

2.2.1 Розподіл швидкості та тиску в пазусі

Рух рідини між робочим колесом і корпусом насоса має складний характер і обумовлений двома причинами [5]:

- тертям об рухому стінку робочого колеса і нерухому стінку корпусу;

- потоком рідини в пазусі внаслідок протікання.

Розподіл швидкості в пазусі теоретично було визначено А.А.Ломакіним для двох граничних випадків [4,5]:

- нормальної роботи ущільнення – витоки малі в порівнянні з подачею насоса і їх можна вважати близькими до нуля. У цьому випадку рідина в пазусі обертається як тверде тіло з кутовий швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості робочого колеса;

- аварійна роботи ущільнення – великі значення витоків, за рахунок знос ущільнень, рідина в пазусі рухається за інерцією за законом $V_u r = const$.

Розподіл тиску відбувається за параболічним законом[5].

2.2.2 Коефіцієнт витрати μ

Коефіцієнт витрати μ виражає явище складного руху рідини в радіальному зазорі, уподібнюючи його витіканню через отвір[5]. Представляючи рух потоку рідини в ущільненні через три складових: вхід в щілину (місцеві втрати на вході), рух в щілини (втрати по довжині на тертя), вихід з щілини (місцеві втрати на виході), отримано вираз для коефіцієнта витрати [4,5]:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1{,}5}}, \qquad (2.4)$$

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта втрат за рекомендаціями різних авторів[4].

Автор	Розрахункова формула	Примітка
Ломакін	Для турбулентного режиму з гладкими стінками Блазіуса: $\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$; Германа: $\lambda = 0{,}0054 + 0{,}396\,\mathrm{Re}^{-0{,}3}$; $\lambda = \left[2\lg\left(\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}\right) - 0{,}8\right]^{-2}$; $\lambda = \left(1{,}74 + 2{,}00\lg b/k\right)^{-2}$	Re<80000. $\mathrm{Re} = \frac{2b\sqrt{V_{cp}^2 + \left(U_i/2\right)^2}}{\nu}$; $Re \le 2 \cdot 10^6$. Для шорстких стінок
Васильцов	$\lambda = 0{,}25\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}\left(1 + D/b\right)^{0{,}03}$;* $\lambda_\varepsilon = \left(1 + m\varepsilon^2\right)^{-2}\left(\lambda + B\right)$ $B = 3\Big/\varepsilon\left[1 - \left(1 + m\varepsilon^2\right)^2\right]$ $\lambda_n = \lambda\left[1 + 0{,}765\left(\frac{T\text{э}}{\mathrm{Re}}\right)^2 \frac{D}{b}\right]^{0{,}38}$ $\mathrm{Re} = \frac{V_{cp}\,2b}{\nu}$ $T\text{э} = \frac{\omega\sqrt{R_i b^3}}{\nu}$;	Для гладкої нерухомою щілини $2000 < Re \le 10^5$ $b/D = 0{,}001 - 0{,}1$. При наявності ексцентриситету, m=0,306 для турбулентного режиму, ε/b - відносний ексцентриситет. З урахуванням обертання однієї з поверхонь.
Ямада	$\lambda_n = \frac{0{,}26}{\mathrm{Re}_z^{0{,}24}}\left[1 + 0{,}765\left(\frac{\mathrm{Re}_u}{2\,\mathrm{Re}_z}\right)^2\right]^{0{,}38}$	$\mathrm{Re}_z = \frac{V_z b}{\nu}$, $\mathrm{Re}_u = \frac{\omega \cdot r_y b}{\nu}$; $b/r_1 = \left(1{,}36 \div 11{,}5\right)10^{-2}$

Коефіцієнт опору залежить від[4]:

- режим руху рідини в щілини (як правило, турбулентний);
- відносної шорсткості;
- ексцентриситету;
- частоти обертання.

Коефіцієнт втрат μ можна визначити за номограмою зображеною на рисунку 3 [1].

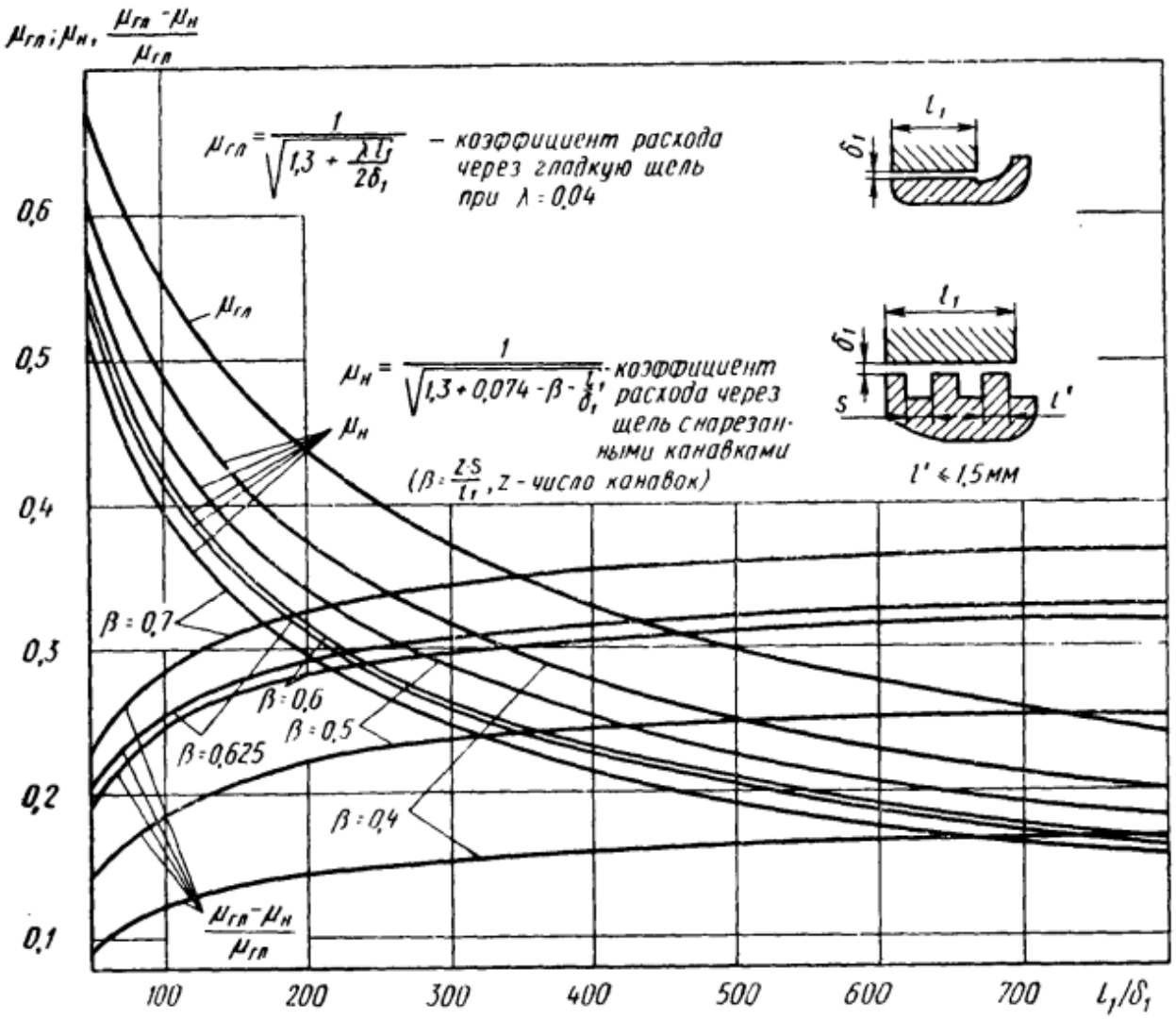


Рисунок 2.3 – Номограма для визначення коефіцієнта втрат μ

2.3 Вибір радіального зазору

Вибір радіального зазору залежить від конструкції насоса і вибирається мінімальним з умови забезпечення надійного складання і роботи без металевого контакту рухомих і нерухомих елементів насоса [4]. На вибір радіального зазору впливають наступні чинники [4]:

- Точність виготовлення та прийняті допуски в конструкції насоса;

- Забезпечення необхідної жорсткості конструкції насоса з метою виключення впливу несиметричної деформації приєднаних трубопроводів;

- Прогин ротора;

- Радіальні сили, що діють на ротор насоса через несиметричність потоку в спіральних відводах при неоптимальних режимах роботи. Ці сили можуть викликати прогин вала, що необхідно враховувати при виборі величини зазору.

Передбачити всі фактори дуже важко, тому радіальний зазор доцільно вибирати за аналогією з надійно працюючими насосами подібної конструкції. На підставі статистичних даних рекомендується [1]:

- для крупних насосів (подача більше 0,5 $м^3/с$) радіальний зазор в ущільненні колеса $\delta = 0{,}001 D_y$ мм;

- для насосів малих розмірів $\delta = 0{,}2 – 0{,}3$мм.

Або скористатися рекомендаціями міжнародних стандартів ISO, наприклад API 610.

Таблиця 2.3 – Мінімальні робочі зазори [6].

Діаметр деталі що обертається при зазорі, мм	Мінімальній діаметральний зазор, мм	Діаметр деталі що обертається при зазорі, (дюйм)	Мінімальній діаметральний зазор, (дюйм)
< 50	0,25	< 2,000	0,010
50 ¯ 64.99	0,28	2,000 ¯ 2,499	0,011
65 ¯ 79,99	0,30	2,500 ¯ 2,999	0,012
80 ¯ 89,99	0,33	3,000 ¯ 3,499	0,013
90 - 99,99	0,35	3,500 ¯ 3,999	0,014
100 ¯ 114,99	0,38	4,000 ¯ 4,499	0,015
115 ¯ 124,99	0,40	4,500 ¯ 4,999	0,016
125 ¯ 149,99	0,43	5,000 ¯ 5,999	0,017
150 ¯ 174,99	0,45	6,000 ¯ 6,999	0,018
175 ¯ 199,99	0,48	7,000 ¯ 7,999	0,019
200 ¯ 224,99	0,50	8,000 ¯ 8,999	0,020
225 ¯ 249,99	0,53	9,000 ¯ 9,999	0,021
250 ¯ 274,99	0,55	10,000 ¯ 10,999	0,022
275 ¯ 299,99	0,58	11,000 ¯ 11,999	0,023
300 ¯ 324,99	0,60	12,000 ¯ 12,999	0,024
325 ¯ 349,99	0,63	13,000 ¯ 13,999	0,025
350 ¯ 374,99	0,65	14,000 ¯ 14,999	0,026
375 ¯ 399,99	0,68	15,000 ¯ 15,999	0,027
400 ¯ 424,99	0,70	16,000 ¯ 16,999	0,028
425 ¯ 449,99	0,73	17,000 ¯ 17,999	0,029
450 ¯ 474,99	0,75	18,000 ¯ 18,999	0,030
475 ¯ 499,99	0,78	19,000 ¯ 19,999	0,031
500 ¯ 524,99	0,80	20,000 ¯ 20,999	0,032
525 ¯ 549,99	0,83	21,000 ¯ 21,999	0,033
550 ¯ 574,99	0,85	22,000 ¯ 22,999	0,034
575 ¯ 599,99	0,88	23,000 ¯ 23,999	0,035
600 ¯ 624,99	0,90	24,000 ¯ 24,999	0,036
625 ¯ 649,99	0,95	25,000 ¯ 25,999	0,037

ПРИМІТКА Для діаметрів, що перевищують 649,99 мм (25,999 дюймів), мінімальні діаметральні зазори повинні складати 0, 95 мм (0,037 дюйма) плюс 1 мкм для кожного додаткового 1 мм діаметра або частки цього діаметра (0,001 дюйма для кожного додаткового одного дюйма).

Робочі зазори повинні відповідати вимогам [6]:

- При встановленні робочих зазорів між кільцями щілинних ущільнень і іншими рухомими деталями необхідно врахувати температуру перекачуваного середовища, режими всмоктування, властивості рідини, характеристики теплового розширення, а також продуктивність насоса. Зазори повинні бути достатні для забезпечення надійної роботи і відсутності заїдання в усіх встановлених робочих режимах;

- Для чавуну, бронзи, загартованої мартенситної нержавіючої сталі і матеріалів, що характеризуються схожою здатністю до слабкого стирання, повинні витримуватися мінімальні зазори, наведені в таблиці 2.3. Для матеріалів з більш сильним стиранням і для всіх матеріалів, які працюють при температурах, що перевищують 260 ° C (500°F), до діаметральних зазорів має бути додано 125 мкм (0,005 дюйма);

Застосування кілець виготовлених із композитних матеріалів з зазорами менше наведених в таблиці 2.3 показали свою доцільність, хоча виготовлення таких кілець дещо дорожче за кільця з металевих матеріалів, але покращується сама експлуатація насосів, зменшується кількість ремонтів, тому кожен вирішує сам для себе, що доцільніше [7].

2.4 Довжина щілини

Довжина щілини вибирається конструктивно, і для ущільнень коліс звичайних розмірів при D_{y1} >100мм приймається співвідношення l/D_{y1}=0,12-0,15. Коефіцієнт витоків такої щілини знаходиться в межах μ=0,5-0,6 [4].

У насосах малих розмірів (D_{y1}<100мм) довжина щілини рекомендується в межах l/D_{y1} =0,2 – 0,25 [7].

За техніко-економічними показниками при конструюванні насоса з циліндричним ущільненням - довжина щілини не повинна бути менше 20мм, а коефіцієнт витоків не повинен бути більшим за μ< 0,65[1].

2.5 Заходи по зменшенню витоків

Зменшення витоків у насосах[5]:

- Застосування різних ущільнень, що зменшують витоки та їх вплив на к.к.д. і всмоктування насоса (рис. 2.4, а-ж). У багатоступінчастих насосах застосовують лабіринтні ущільнення (рис. 2.4, в, г). У такому ущільненні можна зменшити μ до 0,3-0,4.

- Збільшення шорсткості поверхонь ущільнень (рис. 2.4, ж). На поверхню колеса, під ущільненням, наноситься різьбова нарізка. На внутрішній поверхні корпусу різьбова нарізка виконується у протилежному напрямку. Нарізка виконується під кутом 45°. Недолік – важко виконати великі кути нарізки, пульсація потоку в ущільненні, швидкий знос нарізки.

- Усунення стиснення потоку, тобто забезпечити спрямований рух витоків у сприятливому напрямку до основного потоку (рис. 4, *е*). Конструкція з такою щілиною має ряд недоліків:

- збільшення довжини ущільнення;
- складність виготовлення:
- малий осьовий зазор, тобто обмежена рухливість колеса уздовж вала, що в деяких випадках ускладнює складання.

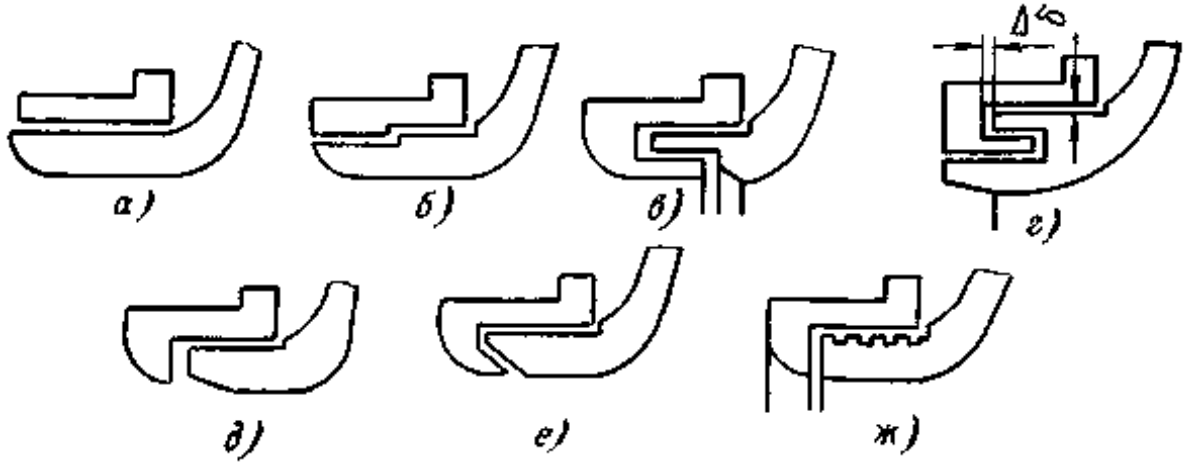


Рисунок 2.4 – Конструктивні типи ущільнень насоса

2.6 Вплив витоку на роботу насоса

Вплив витоків на роботу насоса набагато ширший, ніж зниження ККД насоса за рахунок об’ємних втрат. Шкідливий вплив витоків крім зниження ККД проявляється в тому, що виходячи в область всмоктування з великою швидкістю, яка погіршує умови роботи насоса. Ця швидкість має дві складові: Меридіан V_m і тангенціальну V_u. Меридіанна складова швидкості входить в потік перед робочим колесом поперек основного потоку і віджимає його. При цьому звуження потоку призводить до збільшення швидкості на вході в робоче колесо, збільшуючи втрати і погіршуючи всмоктувальну здатність. Особливо це помітно при низьких коефіцієнтах швидкохідності. Тангенціальна (окружна) складова швидкості вносить обертання в основний потік на всмоктуванні, що призводить до зниження напору і потужності, але ККД при цьому не знижується. Особливо це помітно при подачах менше оптимальних [4].

2.7 Характеристики лопатевих насосів

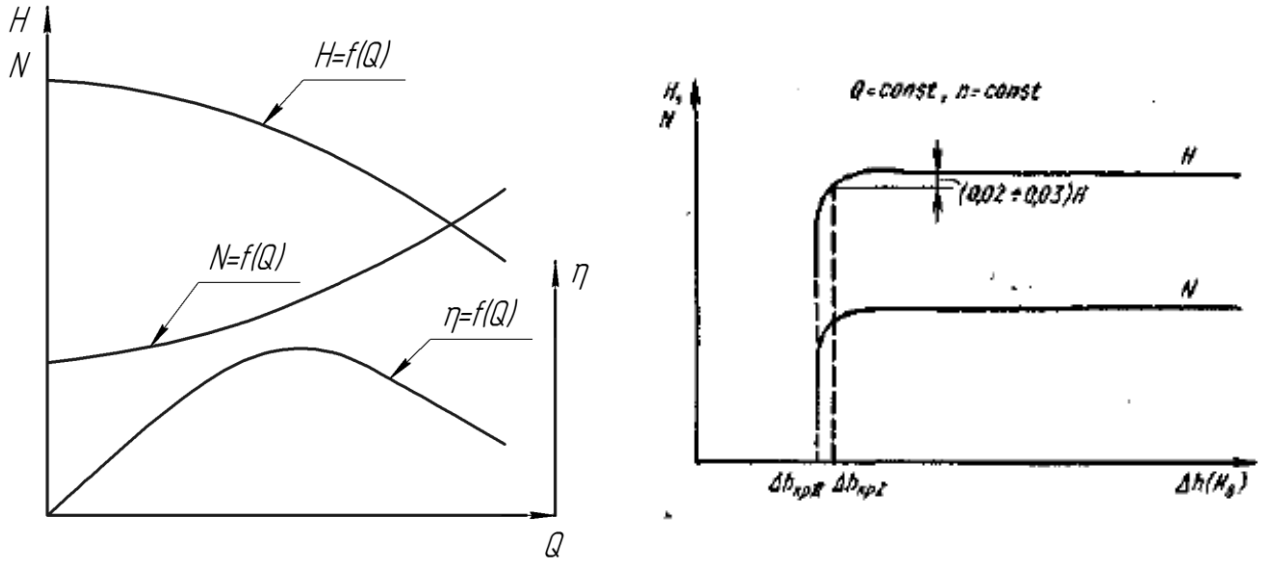
Так як мета роботи полягає в тому щоб визначити влив зазорів і явищ які виникають внаслідок зменшення цих зазорів на напірну характеристику, розглянемо що являє собою напірна характеристика, як і чим можна на неї впливати, а також які ще бувають характеристики.

Під характеристикою насоса розуміють графічну залежність між основними параметрами насоса[3]. Для лопатевих гідромашин це залежність напору H, потужності N, к.к.д. η та допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{доп}$ від подачі Q при постійній частоті обертання, в’язкості і густині перекачуваного середовища на вході в насос [3].

Залежність H=f(Q) називають напірною характеристикою. Залежності N = f(Q) та η = f(Q) характеризують енергетичні властивості насоса і представляють собою енергетичні характеристики[3], зображені на рисунку 5а. Залежність $\Delta h_{доп}$ = f(Q) – кавітаційна характеристика насоса зображена на рисунку 5б.

На характеристиці виділяють режими: оптимальний (режим роботи насоса при найбільшому значенні к.к.д.); номінальний (розрахунковий) – режим, який забезпечує задані технічні параметри насоса[3].

Зона характеристик в межах якої рекомендується довгочасна експлуатація насоса називається робочою частиною, зазвичай ця зона характеризується 2-3% від максимального значення к.к.д[3].



а) б)

Рисунок 2.5 – Характеристики насоса

2.6.1 Форма напірної характеристики

Форми кривих H=f(Q), N=f(Q) і η=f(Q) значною мірою залежать від n_s. Певному значенню n_s лопатевого насоса властива своя специфічна форма напірної характеристики H=f(Q). Всяка штучна зміна форми кривої H=f(Q), як правило, приводить до зниження к.к д. насоса. У загальному випадку ця крива є параболою зображена на рисунку 6, максимум якої розташовується в точці $0<Q_{Hmax}<Q_{опт}$ [1].

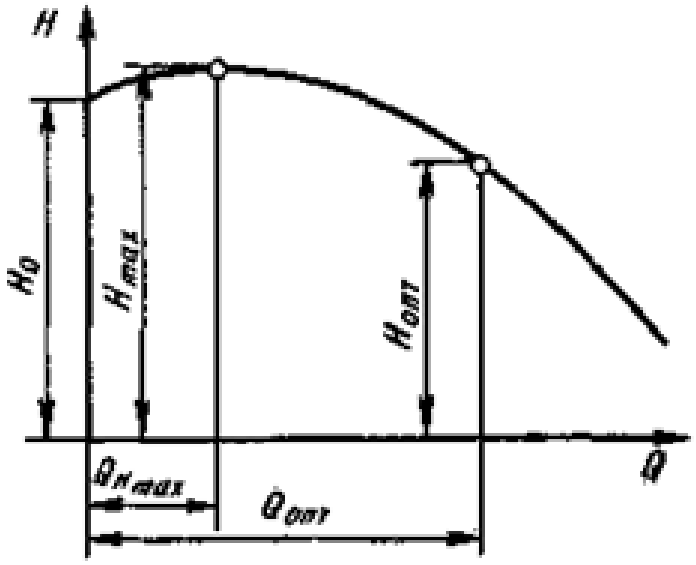


Рисунок 2.6 – Форма напірної характеристики

Розрізняють стабільну (безперервно падаючу) рисунок 5, і западаючу напірні характеристики рисунок 6. Частина кривої від Q=0 до $Q=Q_{Hmax}$ називається западаючою ділянкою напірної характеристики. На режимі роботи насоса при $Q>Q_{Hmax}$ спостерігається падаюча ділянка напірної характеристики[3].

Форма напірної характеристики характеризується: зоною западання ($Q_{Hmax}/Q_{опт}$); глибиною зони западання $[(H_{max}–H_o)/H_{max}]$; крутизною характеристики $[(H_{max}–H_{опт})/H_{опт}]$ [1]. Для відцентрових насосів крутизна напірної характеристики не перевищує 0,2-0,25, для діагональних – складає 0,25-0,8, для осьових – досягає 1,0 [3].

При роботі насосів на загальну мережу, необхідно мати стабільну (безперервно падаючу) форму напірної характеристики. Для визначення крутизни стабільної характеристики замість значення H_{max} використовують параметр H_0[1].

Насосам з коефіцієнтом $n_s > 120$ властива стабільна форма кривої H=f(Q). Щоб отримати стабільну форму цієї кривої для насосів з $n_s < 100$, вимагається провести низку заходів [1].

2.6.2 Шляхи отримання стабільної форми напірної характеристики

Стабільну форму напірної характеристики можна отримати, змінивши геометричні і гідродинамічні параметри проточної частини. У загальному випадку необхідно зменшити гідравлічні втрати на недовантажених режимах, запобігти виникненню зривних явищ, або збільшити нахил кривої $H_т=f(Q)$. При цьому важливою умовою є незначне зменшення к.к.д. у робочій частині характеристики. Проте внаслідок складності процесів, що визначають форму характеристики, вплив на неї великого числа чинників, отримати однозначні рекомендацій, придатні для різних конкретних умов, часто не представляється можливим [1].

Зупинимося на деяких можливих напрямках рішення цієї задачі.

Робоче колесо. Для отримання стабільної характеристики деякі автори рекомендують приймати кути установки лопаті на виході β_2 =18-20°. Але при таких кутах зменшується напір робочого колеса, що потребує збільшення зовнішнього діаметра[1].

Число лопатей робочого колеса вибирають рівним z=6-8. Визначення z за умови мінімального зниження напору у результаті гідравлічних втрат підтвердило правильність рекомендацій [1].

Відносна ширина приймається рівною b_2/D_2=0,04-0,07. При менших значеннях b_2/D_2 збільшується крутизна напірної характеристики, але при цьому можливе зниження к.к.д[1].

Відомо декілька способів усунення незначного западання кривої H=f(Q). В багатоступінчастих насосах останні ступені можна виконати з більш високим n_s. У лопатях робочих коліс останніх ступенів на виході можна виконати або отвори наскрізь (рис.7, а), або свердлення (рис.7, б). Оптимальний діаметр розташування свердлень для коліс з $n_s \approx 75 – D_{2x} = (0,8\text{-}0,85)D_2$. Діаметр отворів рівний d = 1,5-2 мм [1].

Запилювання робочої сторони лопаті на виході (рис.7, в) під кутом $\delta_{опт}$ = 6-8° сприяє ліквідації невеликого западання характеристики з одночасним підвищенням к.к.д. на 1-1,5%. Коса підрізка лопатей робочого колеса в

меридіанному перерізі з нахилом у бік основного диска покращує форму кривої H = f (Q) [1].

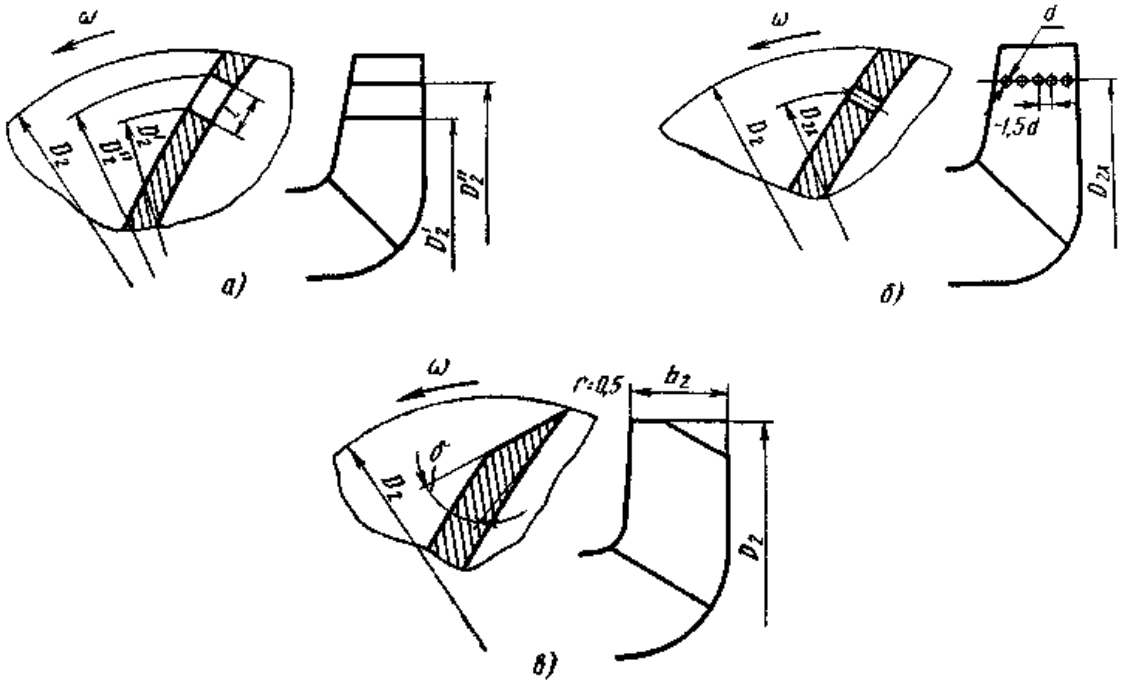


Рисунок 2.7 – Способи виправлення форми напірної характеристики

Відводи. Тип відводу також впливає на форму напірної характеристики. Для отримання стабільної форми кривої H=f(Q) рекомендується застосовувати спіральні відводи. У багатоступінчастих насосів переважаюче розповсюдження отримали лопатеві відводи у вигляді напрямних апаратів. Більшість насосів з такими відводами має стабільну форму напірної характеристики при достатньо високій економічності. З погляду можливості отримання стабільної характеристики H=f(Q) обидва типи відводів можна вважати приблизно рівноцінними [1].

Оптимальний зазор між робочим колесом і лопатками відводу рекомендується при відношенні D_2/D_3 = (0,97- 0,98) [1].

Загальна дифузорність повинна складати $\varphi_{заг}$=8-10°.При цьому відношення площі вихідного перерізу дифузора до площі вхідного перерізу 1,8-2,6 [1].

2.7 Робота насоса на не розрахунковому режимі

Зазвичай робоче колесо направляючий апарат, або спіральний відвід розраховуються на одне й теж значення подачі, тобто розрахункове значення. Але коли робоче значення витрати відрізняється від розрахункового значення, відразу починають змінюватися кути атаки на вхідних кромках рухомих або не рухомих лопатках. Таким чином, не розрахунковий режим характеризується, в першу чергу, невідповідністю між кутами натікання потоку та кутими установки лопаті на вході[11].

Ці невідповідності викликають додаткові втрати , які називають втрати натікання або втратами на удар. Ці втрати впливають на гідравлічні характеристики насоса такі як к.к.д., повний напір, вхідна потужність, необхідний кавітаційний запас [11].

На рисунку 2.8 показані картини натікання потоку на лопаті робочого колеса, згідно з малюнком при зменшенні витрати відносна швидкість W стає більш дотичною до вхідної кромки лопаті, змінюється кут атаки, в результаті чого можливе виникнення явища рециркуляції на вході в робоче колесо. Це означає, що в деяких частинах насоса протягом деякого періоду часу з’являються від’ємні значення меридіональних складових абсолютної швидкості, що може призвести до зниження допустимого кавітаційного запасу[11].

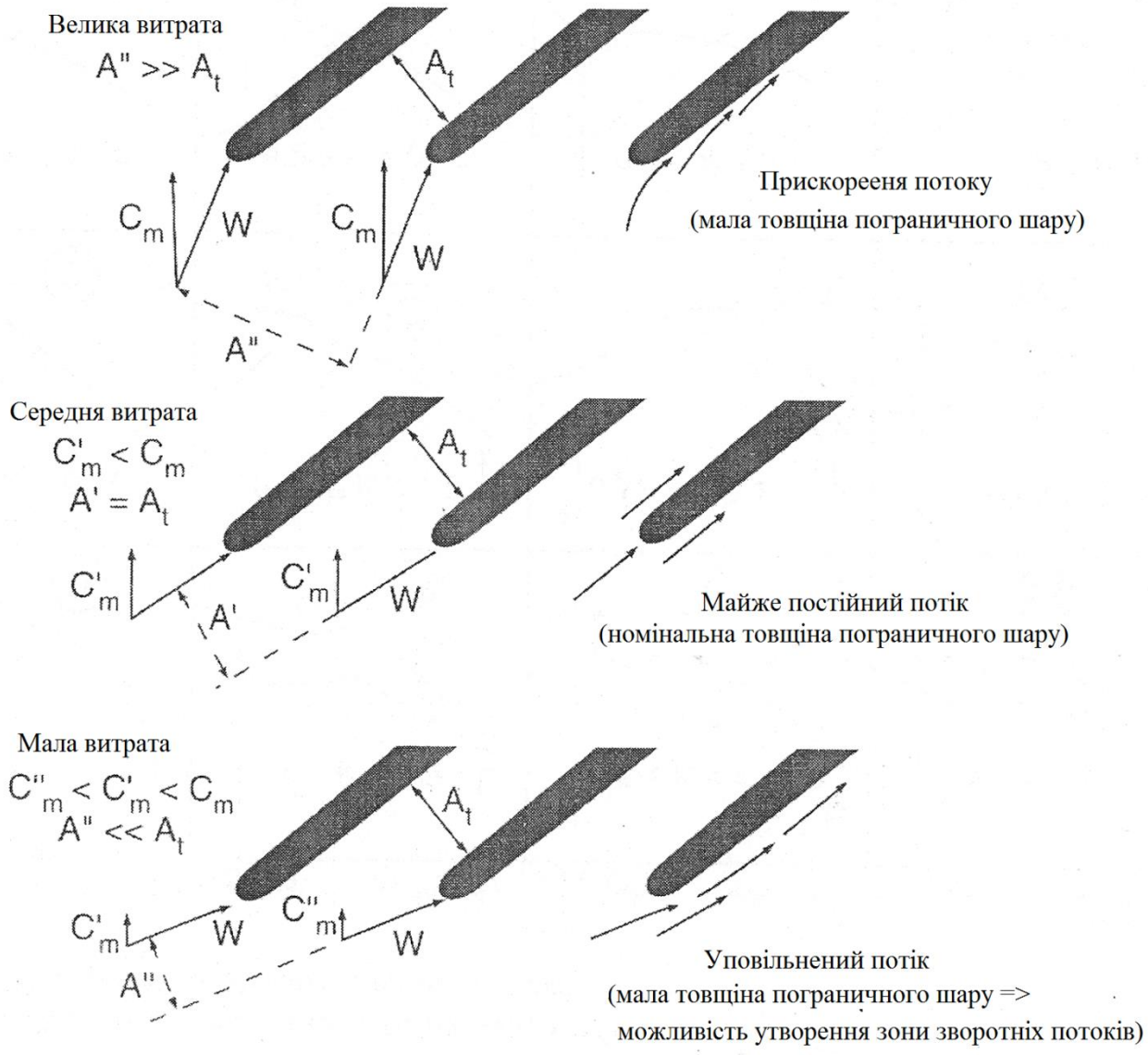


Рисунок 2.8 – Картини натікання потоку при різних значеннях витрати

Нерозрахункові режим роботи насоса можна описати залежностями[11]:

- $Q<0,9Q_{опт}$ – режим недовантаження;
- $Q>1,1Q_{опт}$ – режим перевантаження;

Для даної роботи більш цікавий перший випадок, тому розглянемо його більш детально.

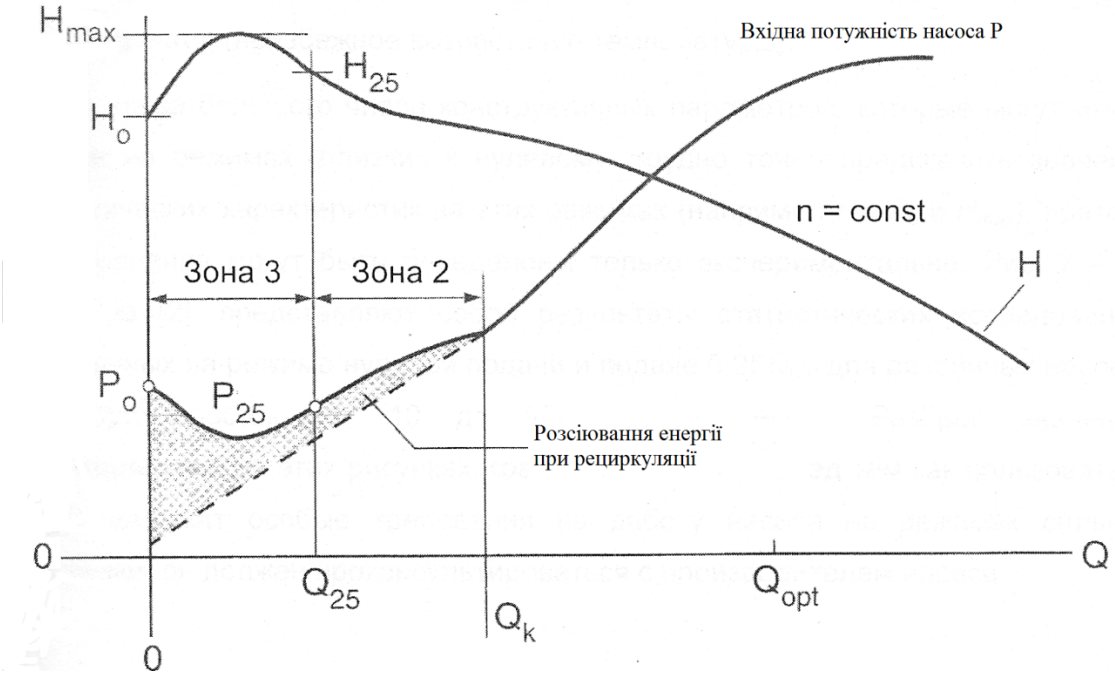


Рисунок 2.9 – Зони режиму недовантаження

Режим недовантаження можна представити трьома зонами (рис. 2.9) [11]:

- Зона 1 $Q_k \leq Q \leq 0{,}9Q_{опт}$

  Повний напір та потужність залежать, головним чином, від потоку на виході з колеса, а також від гідравлічних втрат(втрати в пограничному шарі та втрати на удар).

- Зона 2 $Q_{0,25} \leq Q \leq Q_k$

  В цій області з'являється рециркуляція на вході або виході з колеса. В цьому діапазоні витрат вплив на гідравлічні характеристики обумовлений взаємодією рухомих та нерухомих гідравлічних решіток зі складними турбулентними течіями, що ведуть до великих втрат енергії.

- Зона 3 $0 \leq Q \leq Q_{0,25}$

  При таких значеннях витрат, більшість параметрів які не впливали на течію в нормальному режимі, впливають на форму гідравлічних

характеристик. Прикладами можуть послужити різні зазори між рухомими та нерухомими частинами насоса.

Зони 2 та 3 можуть бути охарактеризовані як зони з великими джерелами втрат енергії, котрі можуть чинити значний вплив на роботу насоса (термічний, механічний, шум та вібрація) [11].

2.8 Явище рециркуляції

Рециркуляція – це явище при якому потік, що проходить через поперечний переріз каналу може мати швидкість яка направлена протилежно потоку [11].

У відцентрових насосах це явище може виникати в робочому колесі, направляючому апараті, спіральному відводі, але найбільш істотний вплив мають зворотні токи які виникає поперек рухомих поверхонь, наприклад вхідна та вихідна кромки лопаті. В правильно спроектованому насосі рециркуляція з’являється тільки на режимах недовантаження [11].

Істотний вплив рециркуляції в зоні рухомих поверхонь пов’язаний з тим що, рухома лопатева решітка має суттєвий вплив на загальну роботу насоса (гідравлічні характеристики, пульсація тиску в насосі та мережі, шум та вібрація) [11].

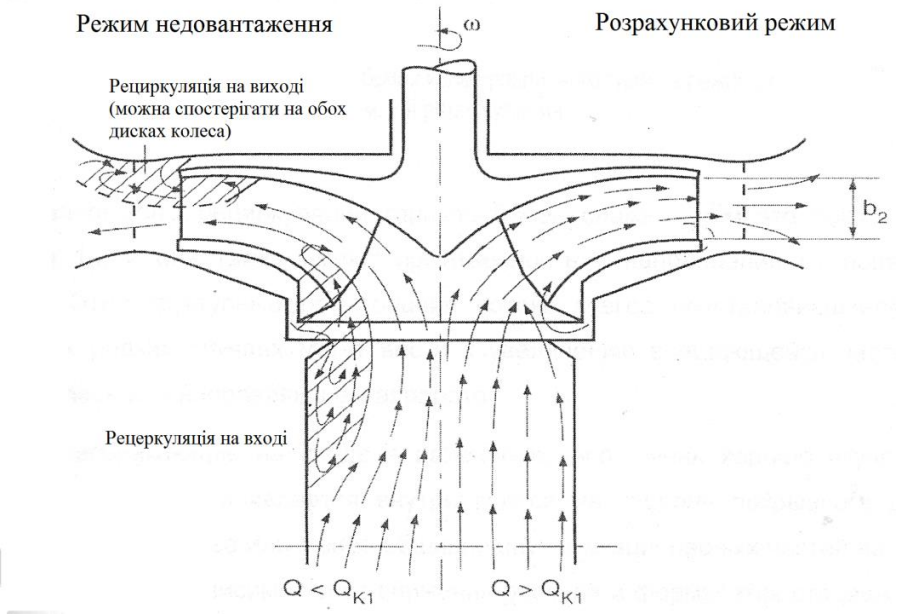


Рисунок 2.10 – Явище рециркуляції

Причини рециркуляції, що виникає на вході в робоче колесо [9].

Вважають, що рециркуляцію при частковому навантаженні викликають три механізму:

• Зменшення відносної швидкості перед робочим колесом до швидкості в міжлопатевому просторі робочого колеса;

• Перепад тиску, перпендикулярний напрямку основного потоку;

• Великий кут атаки, тобто різниця між кутом установки лопаті і кутом натікання потоку на вхідні кромки робочого колеса;

Основні геометричні параметри, які впливають на дане явище [9]:

• Міжлопатевий простір робочого колеса

• Кут натікання потоку;

• Кут установки лопаті;

• Відношення між діаметром вхідної кромки і ступицею робочого колеса;

• Кривизна диска робочого колеса;

• Положення вхідний кромки робочого колеса (в площині і меридіональному перерізі);

Після виходу з робочого колеса відцентрового насоса відбувається уповільнення потоку в статорній частини корпусу насоса. Це відбувається в направляючому апараті, спіральному, кільцевому або комбінованому відводах.

Фактично фізичні механізми, що використовуються для виявлення рециркуляції на вході, застосовні і для визначення рециркуляції на виході з робочого колеса[9].

Аналіз рециркуляції на вході показав, що чим вище розрахунковий коефіцієнт швидкохідності, тим ближче буде точка рециркуляції на вході до номінальної подачі. Подібним чином, чим ближче подача рециркуляції на виході до номінальної, тим вище буде к.к.д. Іноді виникає необхідність розробки конструкції

з великою продуктивністю і коефіцієнтами швидкохідності, але в результаті це веде до обмеження робочого діапазону [8].

Виходячи з досвіду, можна сказати, що багато відцентрових насосів постійно або періодично працюють при рециркуляції на вході або виході, або їх поєднанні. У цих умовах, в залежності від розміру, потужності, напору, параметрів рідини, матеріалів, можуть з'являтися механічні пошкодження [8].

Всі робочі колеса при деякій питомої потужності мають точку рециркуляції на вході і точку рециркуляції на виході, і в залежності від розміру і частоти обертання насоса, ефект від рециркуляції може бути дуже руйнівним, впливаючи не тільки на робочі характеристики, а й на термін служби робочого колеса і корпусу насоса [8].

Існує кілька руйнівних проявів рециркуляції [10].

1. Ерозія робочого колеса – вихрові потоки, які викликають ерозію на вхідний і вихідний кромках лопатей робочого колеса за дуже короткий час.

2. Поломка робочого колеса – низькочастотні гідравлічні пульсації можуть стати причиною пошкоджень у вигляді тріщин на покривних дисках робочого колеса. Ці пульсації тиску можуть мати величину від 5 до10% від загального напору. Структурні тріщини матеріалу робочого колеса можуть з'явитися вже після декількох годин експлуатації при дуже низьких подачах.

3. Високий відсоток поломок торцевих ущільнень – пульсації гідравлічного тиску діють руйнівним чином на торцеві ущільнення і можуть стати причиною пошкоджень поверхонь пар тертя.

4. Високий відсоток поломок підшипників ротору насоса відбуваються через гідравлічні пульсацій і можуть викликати поломку підшипників.

Вже давно відомо, що рециркуляція виникає при частковому навантаженні як на виході, так і на вході робочого колеса в спіральних насосах і насосах з напрямними апаратами. Також відомо, що сильна рециркуляція призводить до

гідравлічних збурень, вібрацій, пульсацій тиску, пошкодження деталей і кавітаційній ерозії. З приводу впливу рециркуляції потоку на стабільність напірної характеристики («Q-H» характеристика) немає однозначної думки [9].

Коли відцентровий насос працює на закриту засувку в області входу і виходу робочого колеса спостерігається зона рециркуляції незалежно від типу робочого колеса, типу відводу і будь-яких інших конструктивних елементів. Отже, у всіх насосах рециркуляція починається при роботі в нерозрахункових режимах незалежно від того чи має насос стабільну або нестабільну напірну характеристику. Рециркуляція потоку як така не обов'язково призводить до нестабільної характеристиці. [9].

Вплив рециркуляції на напір на вході в робоче колесо.

Зворотній потік починає повертатися з кромки робочого колеса і таким чином блокує зовнішній кільцевий канал вхідної воронки робочого колеса. Це призводить до того, що потік потрапляє в робоче колесо через менший діаметр і таким чином збільшує напір за рахунок посилення відцентрових сил [9].

Відомо, що чим більше діаметр вхідної воронки робочого колеса, тим більше рециркуляція на вході в робоче колесо. Напір при частковій подачі повинен теж збільшуватися, якщо вхідна воронка робочого колеса відкрита [9].

Кажучи про те, що рециркуляція збільшує напір в умовах роботи при частковій подачі, звичайно не мають на увазі, що Q-H крива буде обов'язково стабільною. Насправді нестабільність часто пов'язують з рециркуляцією потоку. Це справедливо за двома причинами[9]:

• На початку поділу потоку рециркуляція ще недостатньо розвинена, щоб підвищувати напір за рахунок механізму описаного вище, а звичайний спосіб напрямку потоку вже стає не ефективним. Звідси і виникає дефіцит в напорі і нестабільність.

• Після початку рециркуляції дуже сильно змінюється характер протікання в робочому колесі та напрямному апарату (спіральному відводі) і це може негативно позначитися на напорі.

Застосовувати різні засоби і геометричні параметри для виправлення форми Q-H кривої можуть мати небажаний побічний ефект (наприклад, зниження напору або к.к.д. в точці оптимального к.к.д.) [9].

2.9 Запобігання взаємодії зворотних токів з течією на вході в колесо

На рисунках 2.11 та 2. 12 показані деякі з механізмів запобігання рециркуляції на вході, основна ідея полягає в тому щоб усунути закрутку та плавно підвести під основний потік [11].

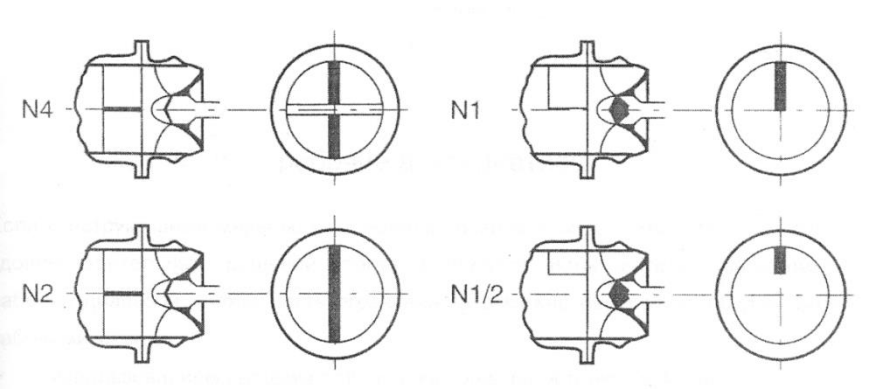


Рисунок 2.11 – Використання стаціонарної лопатевої системи на вході в насос

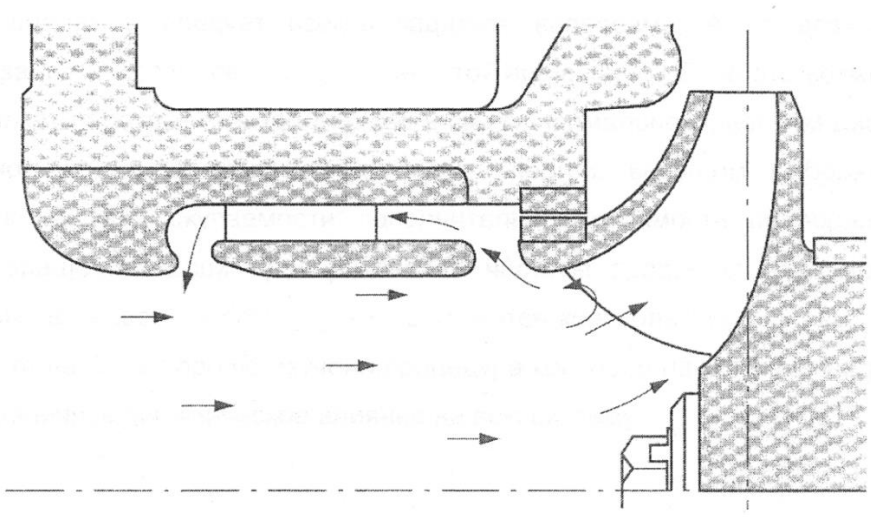


Рисунок 2.12 – Використання уловлювача зворотних токів

3 Гідравлічні розрахунки проточної частини

Розрахунки та рекомендації для їх проведення, представлені у даному розділі виконані за загально прийнятими методиками [1, 2, 3, 4, 5, 12]

3.1 Розрахунок та проектування робочого колеса

Вихідні дані для розрахунку:

Подача насоса, м^3/год	Q=200
Напір насоса, м	H=32
Частота обертання РК, об/хв	n=1500

3.1.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами зображено на рис. 3.1.

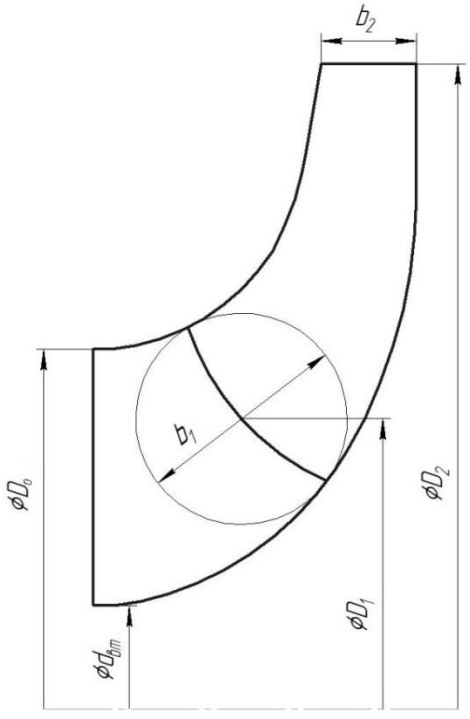


Рисунок 3.1 – Меридіональний переріз

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3{,}65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_н}{i}\right)^{3/4}}, \qquad (3.1)$$

де i – число ступеней

$$n_s = \frac{3{,}65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{200/3600}}{\left(\frac{32}{1}\right)^{3/4}} = 96$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5{,}62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{доп}}{R}\right)^{3/4}}, \qquad (3.2)$$

де $\Delta h_{доп}$ - допустимий кавітаційний запас, м;

R – коефіцієнт запаса. Приймаємо R = 1,2.

$$C_{кр} = \frac{5{,}62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{\frac{200}{3600}}}{\left(\frac{3{,}0}{1{,}2}\right)^{3/4}} = 1000$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я.Суханова:

$$D_{1пр} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \qquad (3.3)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконую робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх}$=5.

$$D_{1пр} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{200}{3600 \cdot 1500}} = 0{,}167 м$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_Г \cdot \eta'_м \cdot \eta_м \ , \qquad (3.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

$\eta_Г$ - гідравлічний ККД;

$\eta'_м$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_м$ - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0{,}68 \cdot n_s^{-2/3}}, \qquad (3.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0{,}68 \cdot (96)^{-2/3}} = 0{,}969$$

$$\eta_Г = 1 - \frac{0{,}42}{\left[\lg\left(D_{1пр} \cdot 10^3\right) - 0{,}172\right]^2}, \qquad (3.6)$$

$$\eta_Г = 1 - \frac{0{,}42}{\left[\lg\left(0{,}167 \cdot 10^3\right) - 0{,}172\right]^2} = 0{,}9$$

$$\eta'_м = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \qquad (3.7)$$

$$\eta'_м = \frac{1}{1 + 820 \cdot (96)^{-2}} = 0{,}918$$

$\eta_м$=0,95 ÷ 0,99. Приймаємо $\eta_м$=0,99.

Тоді $\eta = 0,969 \cdot 0,9 \cdot 0,918 \cdot 0,987 = 0,792$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \tag{3.8}$$

де ρ = 1000 кг/м^3 - густина води

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 200 \cdot 32}{3600 \cdot 0,792} = 22009 Вт = 22 кВт$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_Г}; \tag{3.9}$$

$$H_m = \frac{32}{0,9} = 35,554 м.$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \tag{3.10}$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 22009 = 24210 Вт = 24,2 кВт$$

В першому наближенні діаметр вала з розрахунку на кручення:

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \tag{3.11}$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення, Па.

Приймаємо $[\tau]$=$150 \cdot 10^5$ Па

М – крутний момент на валу насоса, Н $\cdot$ м.

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \qquad (3.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 24210}{3{,}14 \cdot 1500} = 154{,}124 H \cdot м$$

Тоді:

$$d_в = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 154{,}124}{3{,}14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0{,}037 м$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_в = 40 мм$

Діаметр втулки орієнтовно вибираю за залежністю:

$$d_{вт} = (1{,}2 \div 1{,}25) \cdot d_в; \qquad (3.13)$$

$$d_{вт} = (1{,}2 \div 1{,}25) \cdot 38 = (48 \div 50) мм$$

Приймаємо $d_{вт} = 50 мм$.

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначаю з виразу:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}; \qquad (3.14)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2}. \qquad (3.15)$$

$$D_0 = \sqrt{0{,}167^2 + 0{,}05^2} = 0{,}174 м.$$

Швидкість на вході у робоче колесо з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{р.к.}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \qquad (3.16)$$

де $Q_{р.к}$ – витрата, що проходить через робоче колесо, м^3/с.

$$Q_{р.к.} = \frac{Q}{\eta_o}; \tag{3.17}$$

$$Q_{р.к.} = \frac{200}{3600 \cdot 0,969} = 0,057 м^3 / с = 206,4 м^3 / год$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,057}{3,14 \cdot 0,157^2} = 2,63 м / с$$

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

Діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,805 \cdot D_0; \tag{3.18}$$

$$D_1 = 0,805 \cdot 0,174 = 0,140 м$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \tag{3.19}$$

де V'_{1m} - 38в.38д бала швидкість без урахування стиснення, м/с;

ψ_1= коефіцієнт стиснення потоку на вході. ψ_1= 1,15 ÷ 1,3. Приймаємо ψ_1=1,142.

$$V'_{1m} = V_0 = 2,63 м / с$$

$$V_{1m} = 1,142 \cdot 2,63 = 3 м / с.$$

В загальному випадку кут потоку на вході розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \qquad (3.20)$$

де U_1 – переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \qquad (3.21)$$

$$U_1 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}140 \cdot 1500}{60} = 11 м/с$$

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

В консольних насосах $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = arctg \frac{3}{11} = 15{,}3^{\circ}$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \qquad (3.22)$$

Цей кут повинен знаходитись у границях 15÷30º.

Кут атаки Δβ = 3÷8º вводиться з ціллю зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних якостей.

Приймаємо Δβ = 7,2º. Тоді $\beta_1 = 15{,}3^{\circ} + 7{,}2^{\circ} = 22{,}5^{\circ}$

Визначення числа лопатей та їх товщину.

Товщина лопаті робочого колеса на вході S_1=3 мм, на виході S_2=5 мм; число лопатей z = 7.

Уточнення значення $\psi_1^{'}$ після вибору числа лопатей та їх товщини за формулою:

$$\psi_1^{'} = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \tag{3.23}$$

де t_1 – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \tag{3.24}$$

$$t_1 = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}140}{7} = 0{,}063 м$$

Тоді:

$$\psi_1^{'} = \frac{0{,}063}{0{,}063 - \frac{0{,}003}{\sin 22{,}5°}} = 1{,}142$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$\left|\psi_1^{'} - \psi_1\right| \le 0{,}01$$

$\left|1{,}142 - 1{,}142\right| = 0 < 0{,}01$ - умова виконується.

Ширина робочого колеса на вході з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{р.к.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}^{'}}; \tag{3.25}$$

$$b_1 = \frac{0{,}057}{3{,}14 \cdot 0{,}140 \cdot 2{,}63} = 0{,}05 м$$

Геометричні параметри виходу з робочого колеса.

Значення зовнішнього діаметру робочого колеса у першому наближенні може бути визначено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1n} = 0$ та $V_{2n} = 0{,}5U_2$.

$$D_2^{'} = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \qquad (3.26)$$

де $m_2 = 19{,}1$ при $n_s \leq 100$,

$m_2 = 19{,}2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}$, при при $n_s > 100$.

Так як $n_s = 96$, то

$$D_2^{'} = 19{,}1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 32}}{1500} = 0{,}319 м$$

Кінцево D_2 визначаю з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V_{2m}^{'} = (0{,}5 \div 1{,}0) V_{1m}^{'}, \qquad (3.27)$$

Приймаємо $V_{2m}^{'} = 2{,}285 м/с$.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо ψ_2=1,046 (ψ_2=1,05÷1,1).

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}', \qquad (3.28)$$

$$V_{2m} = 1{,}046 \cdot 2{,}285 = 2{,}39 м/с$$

Кут на виході з РК β_2 залежить від степені дифузорності

$$\beta_2 = \arcsin\left[\left(\frac{W_1}{W_2}\right)\cdot\frac{\psi_2}{\psi_1}\cdot\frac{V_{m2}}{V_{m1}}\cdot\sin\beta_1\right], \qquad (3.29)$$

де $\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{опт} = 3,7 - 0,054\cdot n_s + 4\cdot 10^{-4}\cdot n_s^2 - 0,96\cdot 10^{-6}\cdot n_s^3, \qquad (3.30)$

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{опт} = 3,7 - 0,054\cdot 96 + 4\cdot 10^{-4}\cdot 96^2 - 0,96\cdot 10^{-6}\cdot 96^3 = 1,336$$

$$\beta_2 = \arcsin\left[1,336\cdot\frac{1,046}{1,142}\cdot\frac{2,285}{2,63}\cdot\sin 22,5°\right] = 24^{\circ}$$

Уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Даний розрахунок виконують, використовуючи перетворене основне рівняння Ейлера (вирішуючи його відносно швидкості U_2), після ряду підстановок у вигляді:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + g\cdot H_{T\infty}}, \qquad (3.31)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_Г\cdot k_z}, \qquad (3.32)$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \tag{3.33}$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \tag{3.35}$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s. При n_s <150 (n_s = 96):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2; \tag{3.36}$$

$$\psi = 0,65 + 0,6 \cdot \sin 24^\circ = 0,894$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,894}{7} \cdot \frac{1}{1-\left(\frac{0,140}{0,310}\right)^2} = 0,321;$$

$$k_z = \frac{1}{1+0,894} = 0,757;$$

$$H_{T\infty} = \frac{32}{0,9 \cdot 0,757} = 46,97 м;$$

$$U_2 = \frac{2,39}{2tg24^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,39}{2tg24^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 46,97} = 24,316 м/с$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 24,316}{3,14 \cdot 1500} = 0,310 м$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \qquad (3.37)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,310 \cdot \sin 24^\circ}} = 1,046$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$\left|\psi_2' - \psi_2\right| \le 0,01;$$

$1,046 - 1,046 = 0 < 0,01$ - умова виконується.

Приймаємо D_2 = 0,310 м.

Ширина робочого колеса на виході з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{р.к.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \qquad (3.38)$$

$$b_2 = \frac{0,057}{3,14 \cdot 0,310 \cdot 2,39} = 0,025 м$$

3.1.2 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень.

а) Намічають спочатку «на око» контури крайніх ліній струму. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних n_s.

б) Наносять середню лінію канала, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл, зазвичай від входу до виходу РК тонкими лініями

вписується 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кіл зазвичай розміщують густіше. Центри вписаних кіл нумерують цифрами 1, 2, 3, …

в)Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

- на вході

$$F_{вх} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_0^2 - d_{вт}^2 \right) \tag{3.39}$$

- на виході

$$F_{вых} = \pi D_2 b_2, \tag{3.40}$$

- проміжна

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \tag{3.41}$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Таблиця 3.1 – Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

№ точки	F_i, мм^2	b_i, мм	r_i, мм	Δl_i, мм
1	21804	62	56	0
2	21825	54,6	63,65	23
3	21980	50	70	34
4	22433	45	79,38	46
5	23173	41	90	59
6	23817	34,26	110,7	81
7	24191	32,1	120	90
8	24335	27,452	141,153	111
9	24335	25	155	125

Відстань Δl_i вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, …) визначається по кресленню.

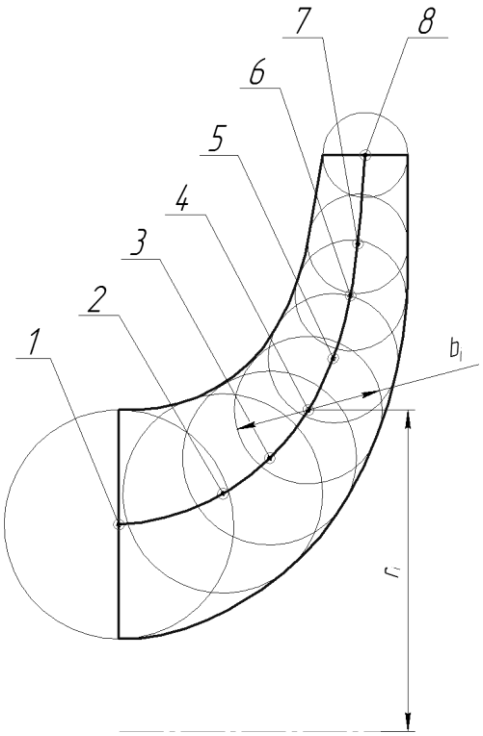


Рисунок 3.2 – До проектування меридіанного перерізу

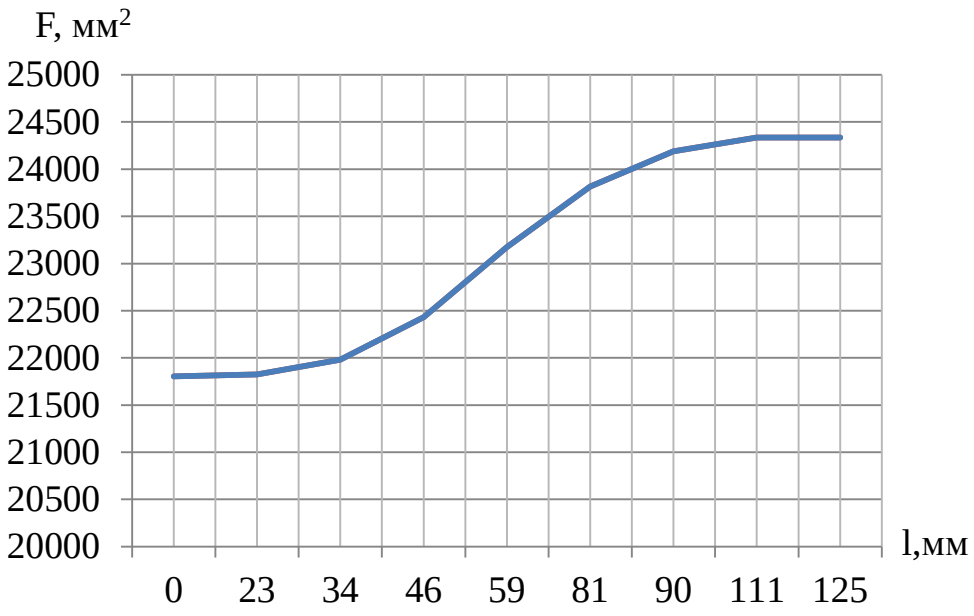


Рисунок 3.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

3.1.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для робочих коліс n_s<100 рекомендується кількість потоків k=2, кількість розрахункових перерізів (ліній струму) n=3.

Очертання ліній току знахожу методом послідовних наближень із положення рівношвидкісного потоку, який відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі.

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, м^3/с:

$$q = \frac{Q_{р.к.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot \left(r_{ц.т.} \cdot l\right)_к, \qquad (3.42)$$

де l – довжина відрізку нормалі між сусідніми лініями, м;

$r_{ц.т.}$ – відстань ваги відрізка l до вісі робочого колеса,м.

Виходячи з того, що швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вищезгаданий вираз приймає вигляд:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const$$

Тут:

$$\delta\left(r_{ц.т.} \cdot l\right) = r_{ц.т.} \cdot l - \left(r_{ц.т.} \cdot l\right)_{ср},$$

$$\left(r_{ц.т.} \cdot l\right)_{ср} = \frac{\Sigma r_{ц.т.}}{K},$$

$$\delta l = \frac{\delta\left(r_{ц.т.} \cdot l\right)}{r_{ц.т.}}. \qquad (3.43)$$

За значеннями δl вносимо корективи в лінії струму і нормалі. Корегування закінчуємо, якщо відхилення δl/l≤0,05.

Таблиця 3.2 – Розрахунки до рівношвидкісного потоку

Лінія току	$r_{цт}$, мм	l, мм	$r_{цт} \times l$, мм^2	$d\,(r_{цт}\,l)$	$d\,l \times l$	V_m, м/с
1	2	3	4	5	6	7
Нормаль №1						
a	75,5	23	1736,5	0,5	0,000288	2,613
b	44,5	39	1735,5	-0,5	-0,000288	2,615
c						
Нормаль №2						
a	76,04	22,95	1745,118	-16,946	-0,009711	2,601
b	48,74	36,5	1779,01	16,946	0,009526	2,551
c						
Нормаль №3						
a	78,42	22,85	1791,897	-11,2515	-0,006279	2,533
b	57,6	31,5	1814,4	11,2515	0,006201	2,501
c						
Нормаль №4						
a	84,04	21,5	1806,86	-0,3525	-0,000195	2,512
b	68,21	26,5	1807,565	0,3525	0,000195	2,511
c						
Нормаль №5						
a	91,35	20,12	1837,962	-0,444	-0,000242	2,469
b	79,95	23	1838,85	0,444	0,000241	2,468
c						
Нормаль №6						
a	100,41	18,8	1887,708	-0,446	-0,000236	2,404
b	94,43	20	1888,6	0,446	0,000236	2,403
c						

Продовження таблиці 3.2- Розрахунки до рівношвидкісного потоку

Нормаль №7						
a	113,4	16,9	1916,46	0,144	0,0000751	2,368
b	111,6	17,17	1916,172	-0,144	-0,0000751	2,368
c						
Нормаль №8						
a	127,47	15,4	1963,038	0,045	0,0000229	2,312
b	125,83	15,6	1962,948	-0,045	-0,0000229	2,312
c						
Нормаль №9						
a	141,92	13,85	1965,592	-0,284	-0,000144	2,309
b	140,44	14	1966,16	0,284	0,000144	2,308
c						
Нормаль №10						
a	155	12,5	1937,5	0	0	2,342
b	155	12,5	1937,5	0	0	2,342
c						

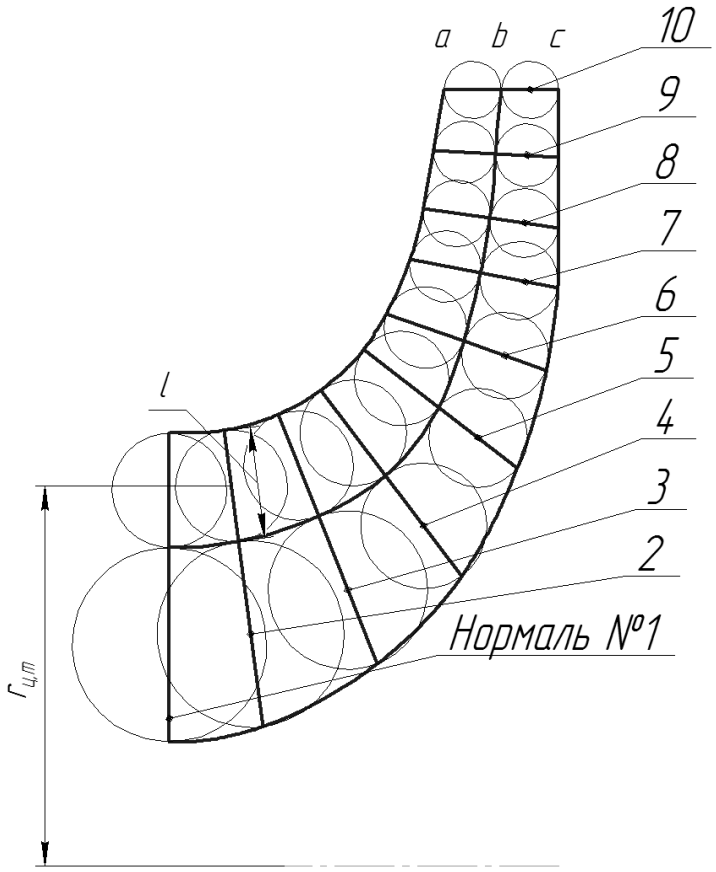


Рисунок 3.4 – Побудова ліній струму

3.1.4 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом конформного відображення поверхні струму на розгорнуту поверхню циліндра обертання. При конформному відображенні кути лопаті зображують без спотворення, а відповідні лінійні розміри – пропорційні.

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом $\Delta\varphi=10^{\circ}$ між меридіанними перерізами конформного циліндра , радіус якого приймаємо рівним: $R_{к.ц.}=150$ мм.

Геометричні розміри комірки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \tag{3.44}$$

де с=10 – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180°} \tag{3.45}$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{15}{10} = 15мм;$$

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

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \tag{3.46}$$

$$t = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 150}{7} = 134{,}64мм$$

$$t^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{7} = 51{,}43^{\circ}$$

Кут охвату лопаті θ приймають в залежності від n_s, а також умови $\theta \geq 1{,}5t^{\circ}$, яка в нашому випадку має вигляд $\theta \geq 90^{\circ}$. Орієнтовно на n_s=96, приймаємо $\theta = 120^{\circ}$.

Для побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму. розбиваємо всі розрахункові лінії струму по умовам конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0{,}1 r_{ср}\,, \tag{3.47}$$

де r_{cpi} – відстань від вісі РК до середини відрізка Δl_i на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0{,}1 r_{cpi} \tag{3.48}$$

Таблиця 3.3 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки Δl

№, Δl	a		b		c	
	Δl_i, мм	r_{cpi}, мм	Δl_i, мм	r_{cpi}, мм	Δl_i, мм	r_{cpi}, мм
1	14,78	147,78	14,77	147,66	14,76	147,62
2	13,4	134,01	13,37	133,67	13,36	133,56
3	12,15	121,53	12,1	121,01	12,08	120,84
4	11,04	110,40	10,96	109,58	10,93	109,33
5	10,12	101,16	9,94	99,43	9,89	98,94
6	9,43	94,29	9,08	90,75	8,96	89,62
7	8,98	89,78	8,35	83,53	8,14	81,40
8			7,76	77,57	7,42	74,18
9			7,27	72,73	6,78	67,80
10					6,21	62,14
11					5,71	57,12

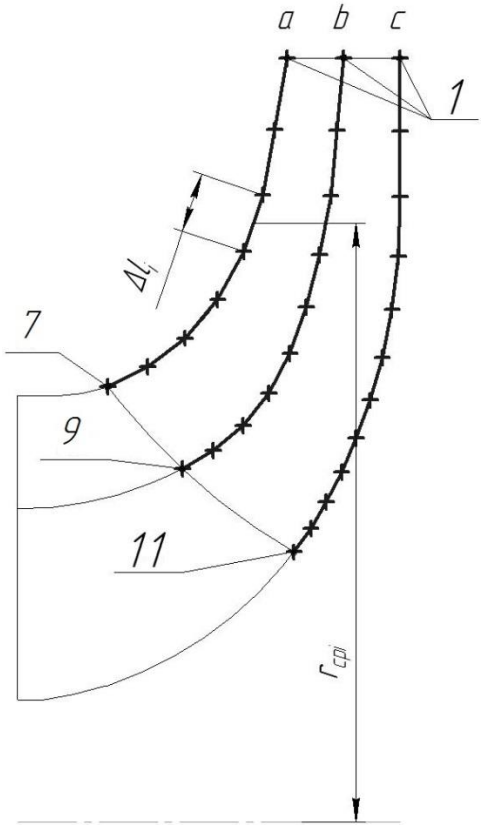


Рисунок 3.5 – Розбивка ліній току за умовою конформності

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Меридіанна швидкість, м/с.

$$V_{1m}^{'} = \frac{Q_{р.к.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l} \ , \qquad (3.49)$$

де l – довжина нормалі між даною і сусідніми лініями струму, яка проведена через дану точку входа, м;

$r_{ц.т.}$ – відстань центра ваги нормалі l від вісі РК, м.

Струминка:

$$\text{a: } V_{1m}^{'} = \frac{0,057}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,023 \cdot 0,078} = 2,54 м/с$$

$$\text{b: } V_{1m}^{'} = \frac{0,057}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0223 \cdot 0,081} = 2,51 м/с$$

$$\text{c: } V_{1m}^{'} = \frac{0,057}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0277 \cdot 0,065} = 2,52 м/с$$

Колова швидкість:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{вх} \cdot n}{60}, \qquad (3.50)$$

де $r_{вх}$ – радіус кола, на якому лежить дана точка входа, м.

$$\text{a: } U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,089 \cdot 1500}{60} = 13,95 м/с$$

$$\text{b: } U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,072 \cdot 1500}{60} = 11,33 м/с$$

$$\text{c: } U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0571 \cdot 1500}{60} = 8,97 м/с$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході при осьовому вході V_{1u}=0

Кут потоку:

$$\beta'_{1n} = arctg\frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \qquad (3.51)$$

a: $\beta_{1n} = arctg\frac{2,54}{13,95-0} = 10,31°$

b: $\beta_{1n} = arctg\frac{2,51}{11,33-0} = 12,46°$

c: $\beta_{1n} = arctg\frac{2,52}{8,97-0} = 15,7°$

Задаємся кутами лопаті $\beta_1 > \beta_{1п}'$:

a: $\beta_1 = 14°$; b: $\beta_1 = 21,32°$; c: $\beta_1 = 28°$;

Кут лопаті в площині перпендикулярній до дотичної до вхідної кромки в точці входа:

$$\varphi_{1л} = arctg\left[tg\beta_1 \cdot \sin\lambda\right], \qquad (3.52)$$

де λ – кут між дотичними до вхідної кромки і лініями току в точці входу.

a: $\varphi_{1л} = arctg\left[tg14° \cdot \sin 69,25°\right] = 13,12°$

b: $\varphi_{1л} = arctg\left[tg21,32° \cdot \sin 74,81°\right] = 20,64°$

c: $\varphi_{1л} = arctg\left[tg28° \cdot \sin 81,36°\right] = 27,73°$

Товщина лопаті вздовж кола $D_{вх}$:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1л}}\ , \tag{3.53}$$

a: $\sigma_1 = \frac{0,003}{\sin 13,12°} = 0,0132м$

b: $\sigma_1 = \frac{0,003}{\sin 20,64°} = 0,0085м$

c: $\sigma_1 = \frac{0,003}{\sin 27,73°} = 0,0064м$

Крок лопатей:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot r_{вх}}{z}, \tag{3.54}$$

a: $t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,089}{7} = 0,08м$

b: $t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,072}{7} = 0,064м$

c: $t_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0571}{7} = 0,051м$

Коефіцієнт стиснення потоку лопатями.

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}\ , \tag{3.55}$$

a: $\psi_1 = \frac{0,08 - 0,0132}{0,08} = 0,834$

b: $\psi_1 = \frac{0,064 - 0,0085}{0,064} = 0,868$

c: $\psi_1 = \frac{0,0571 - 0,0064}{0,0571} = 0,874$

Кут потоку з урахуванням потоку:

$$\beta_{1n} = arctg\left[tg\beta_{1n}^{'} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \tag{3.56}$$

a: $\beta_{1n} = arctg\left[tg10,31° \cdot \frac{1}{0,834} \right] = 12,3°$

b: $\beta_{1n} = arctg\left[tg12,46° \cdot \frac{1}{0,868} \right] = 14,3°$

c: $\beta_{1n} = arctg\left[tg15,7° \cdot \frac{1}{0,874} \right] = 17,8°$

Кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n} \ , \tag{3.57}$$

a: $\Delta\beta = 14° - 12,3° \approx 2°$ (рекомендоване значення $\Delta\beta_{опт}$=1º÷3º)

b: $\Delta\beta = 21,32° - 14,3° \approx 7°$ (рекомендоване значення $\Delta\beta_{опт}$=5º÷7º)

c: $\Delta\beta = 28° - 17,8° \approx 10°$ (рекомендоване значення $\Delta\beta_{опт}$=7º÷10º)

Кути атаки змінюються плавно і знаходяться в рекомендованих границях.

3.1.5 Нарощення товщини лопаті

Нарощення товщини відбувається плавно від входу, де товщина складає 3мм, до виходу(товщина 5мм) на рисунку 4.6 зображений графік зміни товщини лопаті.

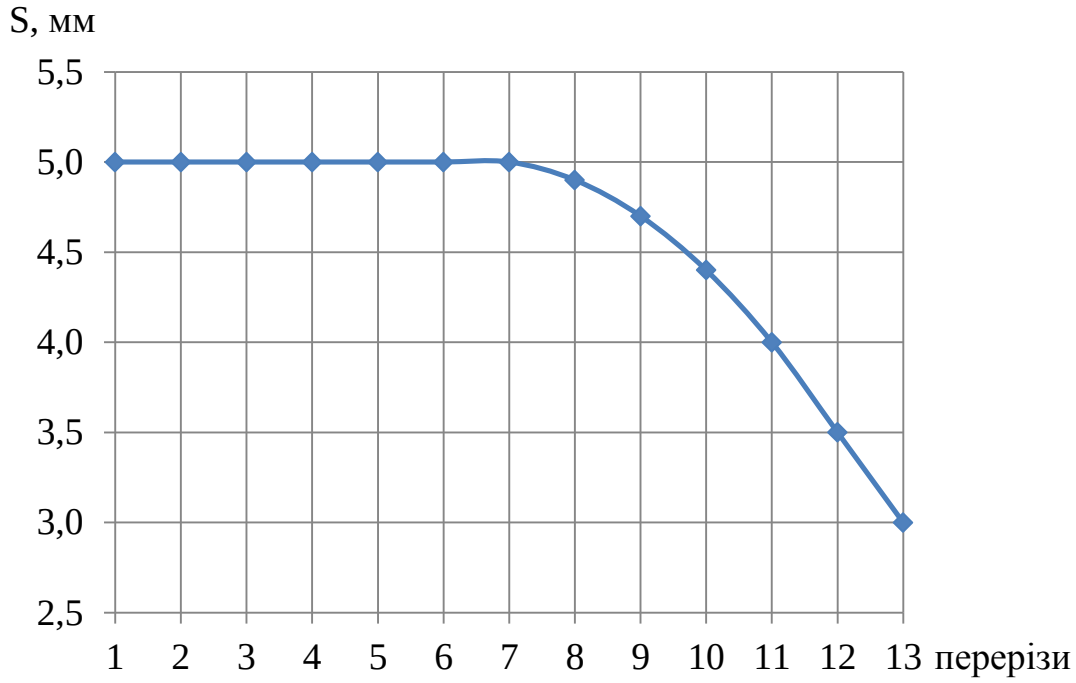


Рисунок 3.6 – Графік зміни товщини лопаті

Для проектованого робочого колеса спочатку була побудована тильна сторона лопаті на розгортці конформного циліндра, а потім до утвореного контуру були побудовані нормалі, висота яких відповідає значенням на рисунку 4.6. З’єднавши отримані точки була отримана робоча сторона лопаті на розгортці конформного циліндра.

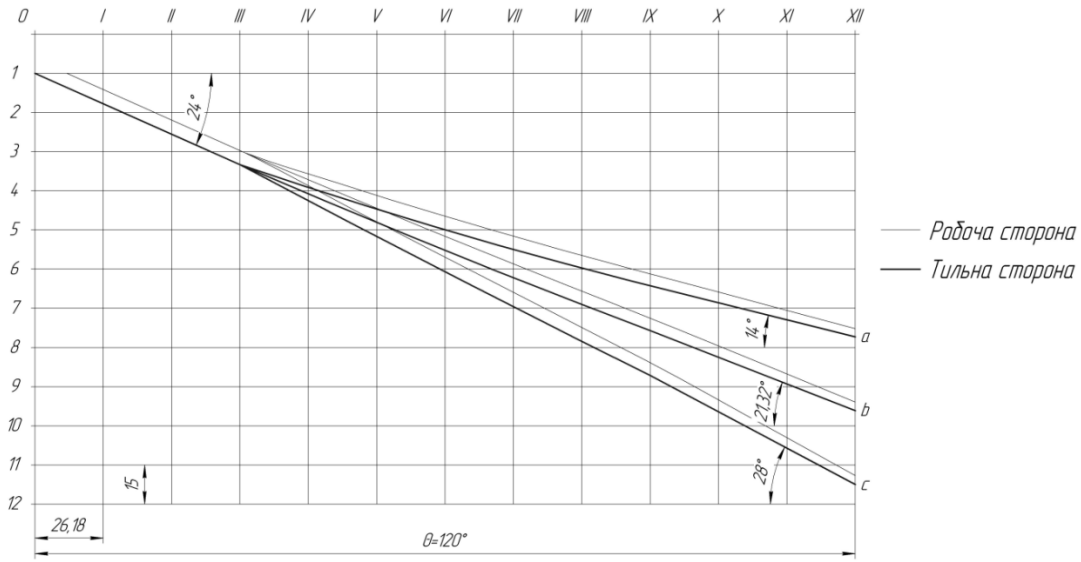


Рисунок 3.7 – Конформна діаграма

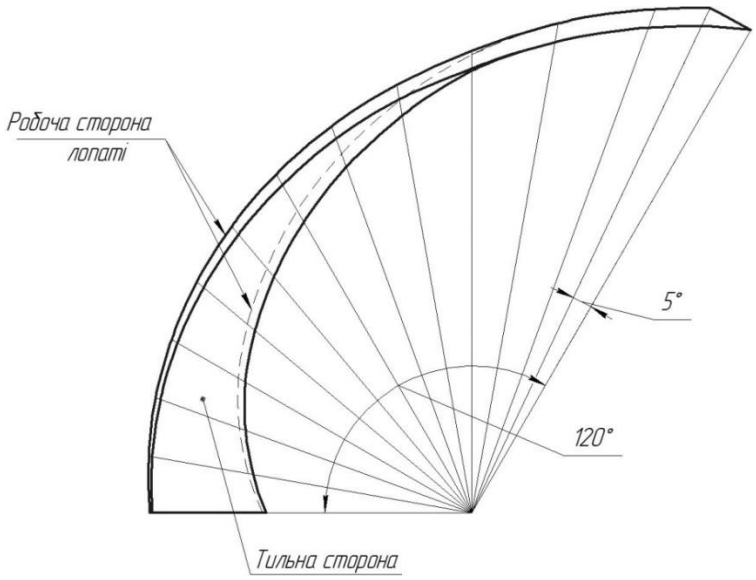


Рисунок 3.8 – Лопать в плані

3.2 Розрахунок та проектування спірального відводу

Вихідні дані для розрахунку:

Зовнішній діаметр РК, м	D_2=0,310
Ширина РК на виході, м	b_2=0,025
Подача насоса, м^3/год	Q=200
Напір насоса, м	H=32
Частота обертання РК, об/хв	n=1500
Коефіцієнт швидкохідності	n_s=96
Гідравлічний ККД	η_n = 0,9

3.2.1 Визначення діаметра початкового кола D_3 і ширини входу в спіраль b_3

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

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s)\, D_2 \qquad (3.58)$$

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 96) \cdot 0{,}310 = 0{,}340 \text{ м}$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини робочого колеса.

$$b_3 = m \cdot b_2, \qquad (3.59)$$

де m – коефіцієнт, який залежить від n_s

Для середніх n_s (60..100) m=1,75.

$$b_3 = 1{,}75 \cdot 0{,}025 = 0{,}044 \text{ м}$$

Приймаємо 0,050 м. Кут нахилу бокових стінок задаємо кутом 18°.

3.2.2 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{спр.\ расч.}$

Пропускну здатність спіралі визначаємо по здатним параметрам Q, n і H:

$$A_{сп.расч.} = \frac{\varphi_{сп}}{360^0} \cdot \frac{\pi Q n \eta_г}{30 Hg} \tag{3.60}$$

де $\varphi_{сп}$ - Кут обхвату спіралі, приймаємо $\varphi_{сп} = 345^0$.

$$A_{сп.расч.} = \frac{345}{360} \cdot \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 1500 \cdot 0{,}9}{30 \cdot 32 \cdot 9{,}81 \cdot 3600} = 0{,}023976 м$$

3.2.3 Визначення площі розрахункового перерізу

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

В таблиці 4.7 ΔQ_i визначається за формулою:

$$\triangle Q_i = k_2 \cdot \frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2} \cdot \triangle r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{сп}} \tag{3.61}$$

де $к_2$ – момент швидкості на виході з робочого колеса

$$k_2 = \frac{30 gH}{\eta_n \pi n} \tag{3.62}$$

$$k_2 = \frac{30 \cdot 9{,}81 \cdot 32}{0{,}9 \cdot \pi \cdot 1500} = 2{,}22$$

Приймаємо $\triangle r_i$ = 10 мм

Значення b_i переносяться з меридіанного перерізу при відповідних значенням $\triangle r_i$. Закінченням для розрахунку є умова $_{\triangle}Q_i>Q$. Рисунок 4.8 ілюструє етапи розрахунку.

Таблиці 3.4 – Розрахунки до визначення площі розрахункового перерізу

№ точки	r_i, мм	b_i, мм	B_i		(Bi+Bi$_{+1}$)/2	ΔQ, м^3/год	∑Q, м^3/год
0	170	50	0,294	0-1	0,304	25,352	25,352
1	180	56,5	0,314	1-2	0,323	26,914	52,267
2	190	63	0,332	2-3	0,340	28,316	80,582
3	200	69,5	0,348	3-4	0,355	29,578	110,161
4	210	75,99	0,362	4-5	0,368	30,723	140,884
5	220	82,49	0,375	5-6	0,381	31,768	172,652
6	230	88,99	0,387	6-7	0,392	32,724	205,375
7	240	95,49	0,398				

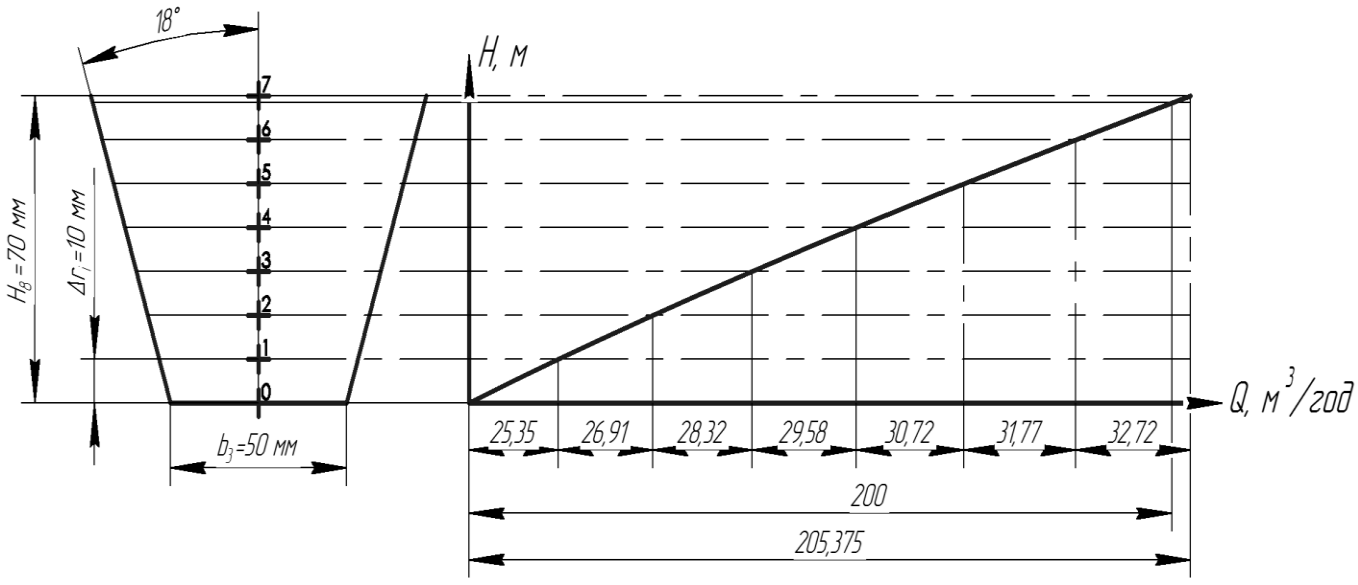


Рисунок 3.9 – Визначення площі розрахункового перерізу

Гострі кути трапеції скругляють радіусами r_i , R_i з умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x і F_y(Рисунок 4.9):

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y,$$

де r_x і r_y – радіуси розташування центрів тяжіння площ Fx і Fy.

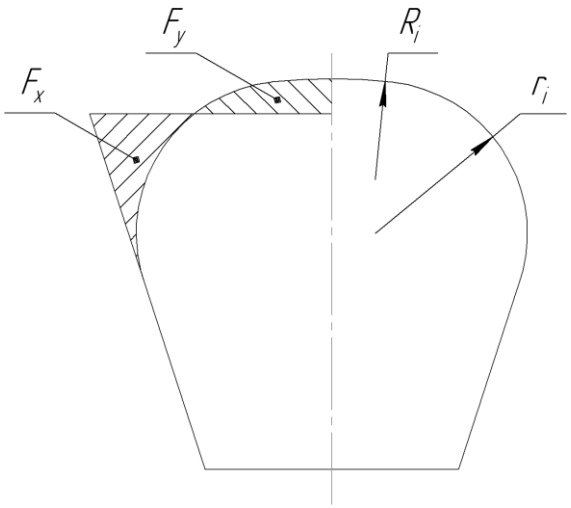


Рисунок 3.10 – Скруглення гострих кутів трапеції

3.2.4 Перевірка правильності визначення $F_{розр.}$

Будуємо приведену площу $F_{пр.}$ (рис. 4.10). Критерієм правильності визначення $F_{расч.}$ є умова:

$$(0{,}95 \div 1{,}05) A_{сп.\ расч.} = A_{сп.\ граф.}, \qquad (3.63)$$

де $A_{спр.\ граф.} = F_{пр} / \rho$

$$\rho = R_3 = 170 \text{ мм}$$

$F_{пр.}$= 4077,31мм^2 (Рисунок 4.10)

$A_{сп.\ граф}$=4077,31/170=23,984 мм=0,023984 м

$$\frac{A_{сп.граф.}}{A_{сп.расч.}} = \frac{0,023984}{0,023976} = 1,0003$$ - умова виконується.

Площа розрахункового перерізу визначена правильно.

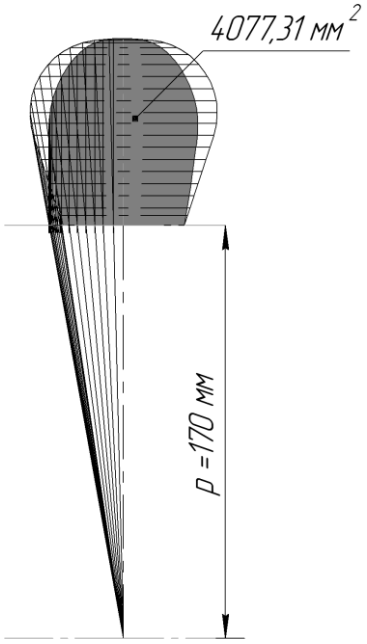


Рисунок 3.11 – Побудова приведеної площі

3.2.5 Побудова спіралі в плані

Спочатку визначаємо площі проміжних перетинів (від 1 до 8) графічним способом(рис. 4.9), для цього на графіку (рис. 4.8) ділянку прямої на осі від Q = 0 до $Q_{розр}$ = 200 $м^3$/год ділять на вісім рівних частин, а потім отримують відповідні проміжним перетинах трапеції (аналогічно розрахунковому перетину). Гострі кути трапецій скругляють радіусами з умови забезпечення рівності статичних моментів відповідних площ (аналогічно розрахунковому перетину). При цьому форма перетинів повинна змінюватися плавно без стрибків, що досягається за рахунок

монотонної зміни радіусів заокруглення R_i r_i і висот H_i (аналогічно розрахунковому перетину).

3.2.6 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Для проектування дифузорної ділянки перш за все необхідно знати діаметр відводу на виході, який визначається за формулою:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V_{\text{вих}}}}, \tag{3.64}$$

де $V_{\text{вих}} = 2 \div 8$ м/с – швидкість потоку на виході з відводу. Приймаємо $V_{\text{вих}} = 5$ м/с.

$$D_{65\text{в}.65} = \sqrt{\frac{4 \cdot 200}{3{,}14 \cdot 5 \cdot 3600}} = 0{,}119 \text{ м},$$

Згідно з ISO 2858-75 приймаємо діаметр відводу на виході $D_{вих}$ = 125 мм Крім того, відповідно до стандарту обираємо розмір H = 400 мм (рис. 3.9).

Визначаємо еквівалентний кут розкриття дифузора:

$$\varphi_{екв} = 2 \cdot arctg\left(\frac{\sqrt{\frac{F_{вих}}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_{вх}}{\pi}}}{l}\right), \tag{4.65}$$

де $F_{вих}$, $F_{вх}$ – площі виходу та входу дифузорної ділянки відводу;

l – відстань між площами;

$$F_{вих} = \frac{\pi \cdot D_{вих}^2}{4},$$

$$F_{вих} = \frac{\pi \cdot 0{,}125^2}{4} = 0{,}0123 м^2$$

Значення $F_{вх}$ та l визначаються в процесі проектування графічним методом (Рисунок 4.9), тому $F_{вх} = 0{,}0052$ м^2, l = 0,2535 м. Попередньо також приймаємо кут розкриття дифузора φ = 10°, еквівалентний кут розкриття дифузора виступає в якості перевірки правильності вибору основних параметрів дифузорної ділянки.

$$\varphi_{екв} = 2 \cdot arctg\left(\frac{\sqrt{\frac{0{,}0123}{\pi}} - \sqrt{\frac{0{,}0052}{\pi}}}{0{,}2535}\right) = 10°$$

Еквівалентний кут розкриття дифузора відповідає прийнятому куту та всім іншим прийнятим параметрам, тому вважаємо це задовільним результатом проектування дифузорної ділянки.

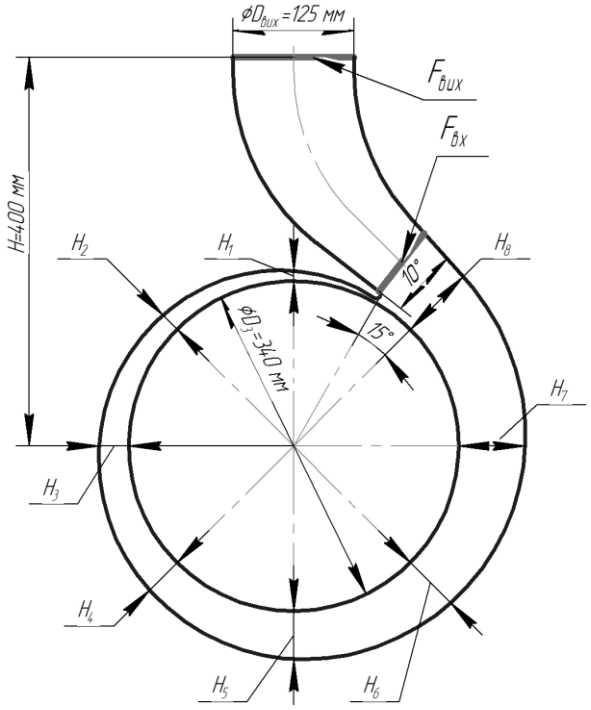


Рисунок 3.12 – План спіралі

4 Розрахунок гідродинамічних сил, які діють на ротор насоса

Розрахунки та рекомендації для їх проведення, представлені у даному розділі виконані за загально прийнятими методиками [1, 2, 3, 4, 5]

4.1 Розрахунок радіальної сили

В насосах зі спіральними відводами гідродинамічна радіальна сила, яка діє на колеса, може досягати значних величин. Радіальна сила збільшує прогин ротора та навантажує підшипники. Розрахунок радіальної сили потрібен для вибору радіальних зазорів у щілинних ущільненнях та розрахунку підшипникових опор. Радіальна сила виникає за рахунок нерівномірності полів швидкостей та тиску виходу з колеса. Нерівномірність параметрів потоку є наслідком несиметричності спірального відводу відносно вісі обертання. Нерівномірність найменша при розрахунковому режимі. Із зменшенням або збільшенням витрати нерівномірність збільшується.

$$F_r = K_{pr} \cdot [1-(Q/Q_{opm})^2] \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \qquad (4.1)$$

де F_r - радіальна сила в насосі, Н;

K_{pr} - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили. Приймаємо K_{pr}=0,36;

Q - поточне значення подачі, м^3/с;

Q_{opm} - значення подачі в режимі максимального ККД, м^3/с;

b_2 - ширина РК на виході, мм;

ρ - густина рідини, кг/м^3;

D_2 - зовнішній діаметр РК, мм.

Приймаємо $\frac{Q}{Q_{opm}} = 0$

$$F_r = 0,36 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 0,310 \cdot 0,025 = 876H$$

4.2 Розрахунок осьової сили

Осьове зусилля у даному насосі буде складатися з осьової сили від РК.

$$F_a = T_1 + T_2 + T_3, \tag{4.2}$$

де T_1 - осьова сила, яка виникає внаслідок нерівномірної дії тиску на основній та покривній диски РК, Н;

T_2 - динамічна складова осьової сили, Н;

T_3 - сила тиску на вході в РК, Н;

$$T_1 = \pi\rho g(r_{y1}^2 - r_{y2}^2)\left[H_P - \frac{U_2^2}{8g}\left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2r_2^2}\right)\right], \tag{4.3}$$

де $H_p = H\left[1 - \left(\frac{v_{u2}}{2u_2}\right)\right]$ - потенційний напір.

Дивлячись на те, що в конструкції даного насосу розглядається варіант розвантаження осьової сили за рахунок використання симетричного ущільнення та перепускної трубки, то осьова сила, діюча на основний та покриваючий диски, теоретично врівноважена, а за рахунок перепускної трубки вирівнюється тиск перед колесом та за ним, за рахунок чого дещо зменшується величина T_3.

$$T_2 = \rho Q V_0; \tag{4.4}$$

$$T_2 = 1000 \cdot 0,0556 \cdot 2,63 = 146H$$

$$T_3 = P_{вх} \cdot \pi \cdot r_{y3}^2; \tag{4.5}$$

Сила тиску при $P_{вх.max}$

$$T_3 = 200000 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2 = 565H$$

Сила тиску при $P_{вх} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{доп}$, що відповідає допустимому кавітаційному запасу

$$T_3 = 29430 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}03^2 = -83H$$

«-» тиск розрідження.

Тоді осьова сила робочого колеса дорівнює:

при $P_{вх.max}$

$$F_a = 565 + 146 = 711H$$

при $P_{вх} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{доп}$

$$F_a = -83 + 146 = 63H$$

Як бачимо осьова сила при $P_{вх} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{доп}$ досить не значна тому подальший розрахунок будемо вести при F_a = 711Н

Зобразимо схематично сили, які діють на ротор насоса (рис. 4.1.)

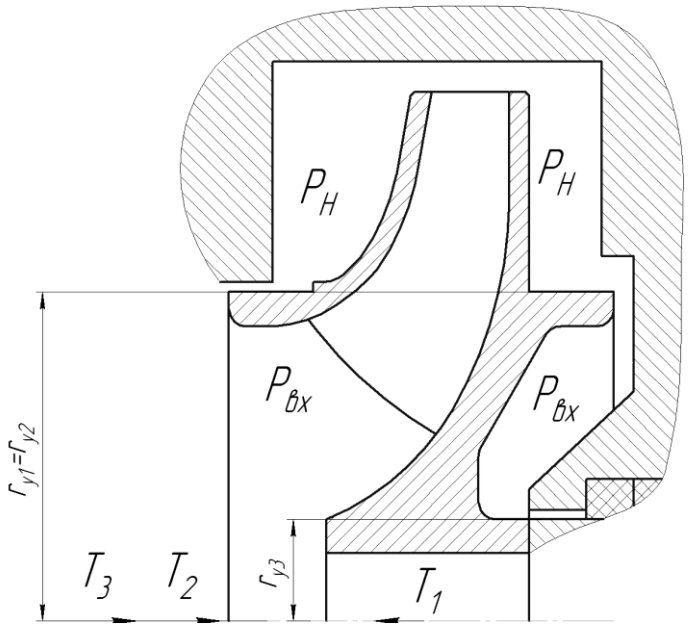


Рисунок 4.1 – Сили, які діють на ротор насоса

5 Розрахунок до вибору підшипників

Розрахунки та рекомендації для їх проведення, представлені у даному розділі виконані за загально прийнятими методиками [2, 13,14]

5.1 Розрахунок реакцій в підшипниках

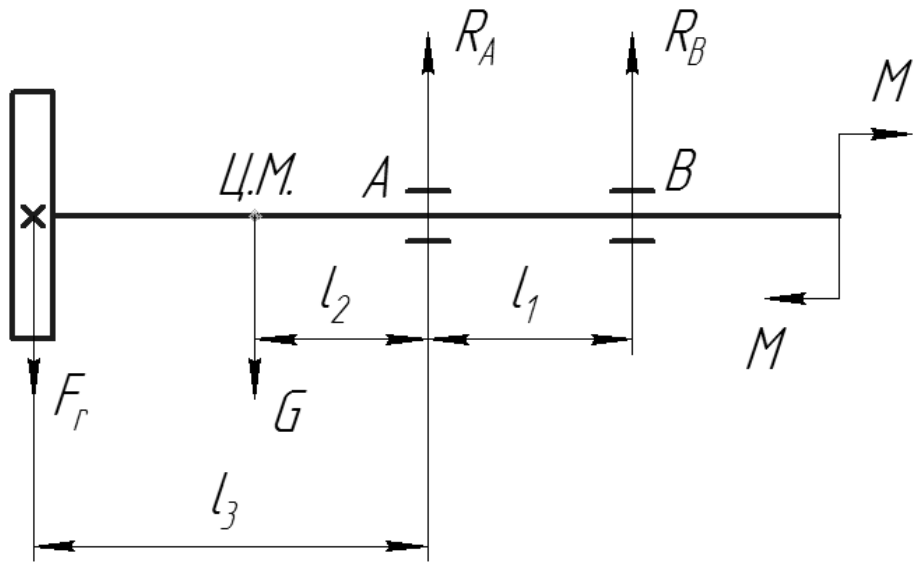


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема ротора насоса

де G – вага ротора,Н;

R_A, R_B – реакції в підшипниках,Н;

M – момент на валу від двигуна, Н·м;

l_1 – відстань між підшипниками, м l_1 = 0,2;

l_2 – відстань між підшипником і центром мас ротора, м l_2 = 0,08;

l_3 – відстань між підшипником і точкою прикладення радіальної сили, м l_3 = 0,33.

Для підшипника A умову рівноваги

$$\Sigma M_A = R_B \cdot l_1 - M + G \cdot l_2 + F_r \cdot l_3 = 0, \qquad (5.1)$$

Для підшипника B умову рівноваги

$$\Sigma M_B = -R_A \cdot l_1 - M + G \cdot (l_2 + l_1) + F_r \cdot (l_3 + l_1) = 0, \quad (5.2)$$

Реакція в підшипнику A

$$R_A = \frac{-M + G \cdot (l_2 + l_1) + F_r \cdot (l_3 + l_1)}{l_1}, \quad (5.3)$$

Реакція в підшипнику B

$$R_B = \frac{M - G \cdot l_2 - F_r \cdot l_3}{l_1}, \quad (5.4)$$

$$R_A = \frac{-154,124 + 24 \cdot 9,81 \cdot (0,08 + 0,2) + 832 \cdot (0,33 + 0,2)}{0,2} = 1764H$$

$$R_B = \frac{154,124 - 24 \cdot 9,81 \cdot 0,08 - 832 \cdot 0,33}{0,2} = -696H$$

Знак «-» вказує на протилежний напрямок сили.

Перевірка

$$\Sigma F = R_A + R_B - G - F_r = 0, \quad (5.5)$$

$$\Sigma F = 1764 - 697 - 235 - 832 = 0$$

Вибір підшипника та визначення номінальної довговічності проводяться по значенням еквівалентного динамічного навантаження Р. Для радіальних підшипників це – стало радіальне навантаження, яке при прикладенні його до підшипника з внутрішнім та нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує такий самий розрахунковий строк служби, як і при діючих умовах навантаження та обертання.

Для данної розрахункової схеми для підшипника «А» застосовуємо радіальний однорядний роликопідшипник з короткими циліндричними роликами, а для «В» радіально-упорних однорядних шарикопідшипників

5.2 Розрахунок до вибору радіально-упорного однорядного шарикопідшипника

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (VXF_r + YF_a) \cdot k_б \cdot k_m, \tag{5.6}$$

де F_r та F_a - відповідно радіальне та осьове навантаження, Н;

V - коефіцієнт обертання. Для такого типу підшипників $V = 1$;

X та Y - відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження, які залежать від типу підшипника, кута контакту α та відношення F_a / VF_r;

$k_б$ - коефіцієнт безпеки, який враховує вплив динамічного навантаження на довговічність підшипників кочення. В даному випадку $k_б = 1{,}2$;

k_m - коефіцієнт, враховуючий вплив температурного режиму роботи на довговічність підшипника $k_m = 1$.

Згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо радіально-упорний однорядний шарикопідшипник легкої серії – 36210 , для якого динамічна вантажепід'ємність С = 43,2 кН, а статична вантажепід'ємність C_o=27 кН.

При $\frac{F_a}{C_0} = \frac{711}{27000} = 0{,}0263$

$\frac{F_a}{F_r} = \frac{711}{697} = 1{,}02$

Y=1,6 X=0,45

Тоді $P = (0{,}45 \cdot 697 + 1{,}6 \cdot 711) \cdot 1{,}2 = 1741{,}5H = 1{,}74кН$

Визначено довговічність підшипника L_h, яка є числом годин роботи при заданій сталій частоті обертів.

$$L_h = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^p, \tag{5.7}$$

де p – показник ступені, рівний для шарикових підшипників 3;

n – частота обертів, об/73в..

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1500}\left(\frac{43,2}{1,74}\right)^3 = 170000 год.$$

5.3 Розрахунок до вибору радіального однорядного роликопідшипника з короткими циліндричними роликами

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

$$P = VF_r k_б k_m, \tag{5.8}$$

де V=1; $k_б$=1,2; $k_т$=1 для такого типу підшипників,

$$P = 1764 \cdot 1,2 = 2117 H = 2,12 кН$$

Згідно ГОСТ 8328-75 вибираємо радіальний однорядний роликопідшипник з короткими циліндричними роликами легкої серії – 32210, для якого динамічна вантажепід'ємність С = 64,4 кН, а статична вантажепід'ємність C_o=37,5 кН.

Визначаємо довговічність підшипника L_h

При $p = \frac{10}{3}$ за формулою (6.8):

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1500}\left(\frac{64,4}{2,12}\right)^{10/3} = 971831 год.$$

6 Розрахунок на міцність

Розрахунки та рекомендації для їх проведення, представлені у даному розділі виконані за загально прийнятими методиками [2,15]

6.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Вихідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40Х
Границя міцності $\sigma_в$, Мпа	1000
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, Мпа	800
Границя втоми при згинанні σ_{-1}, Мпа	$0,5\sigma_в = 500$
Границя втоми при крученні τ_{-1}, Мпа	$0,29\sigma_в = 290$
Крутний момент $M_{кр}$, Н·мм	$154,124 \cdot 10^3$

Вал знаходиться в умовах сумісної дії згинання та кручення. Найнебезпечнішим є переріз під робочим колесом, яке послаблене шпоночним пазом.

Номінальна дотична напруга в перерізах вала визначається за формулою.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \tag{6.1}$$

де W_p – момент опору крученню, м^3.

Напруга згинання визначається за формулою:

$$\sigma_и = \frac{M_и}{W}, \tag{6.2}$$

де $M_и = 0,1\ M_{кр}$ – згинаючий момент, Нм.

$M_и = 0,1 \cdot 154,124 = 15,41$Нм

W – момент опору переріза вала згинанню, м^3

Моменти опору крученню та згинанню вала переріза, який послаблений шпоночним пазом, визначається згідно формулам:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2} \right)}{2d}, \quad (7,3)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2} \right)^2}{2d}, \quad (7.4)$$

де d = 40 мм – діаметр вала під колеса;

b = 12 мм – ширина шпоночного пазу;

h = 4 мм – глибина пазу.

Після підстановки чисельних значень в (7.3) та (7.4), отримуємо:

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot \frac{5}{2} \cdot \left(40 - \frac{5}{2} \right)^2}{2 \cdot 40} = 12039 мм^2;$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} - \frac{12 \cdot \frac{5}{2} \cdot \left(40 - \frac{5}{2} \right)^2}{2 \cdot 40} = 5756 мм^2.$$

Підставляємо отримані дані у (7.1) та (7.2).

$$\tau = \frac{154,124 \cdot 10^3}{12039} = 12,8 МПа;$$

$$\sigma_u = \frac{15,4 \cdot 10^3}{5756} = 2,67 МПа.$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}} \geq [n], \tag{7.5}$$

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

$n = \frac{800}{\sqrt{2,67^2 + 4 \cdot 12,8^2}} = 31 > 2,2$ - умова виконується

Запас міцності за межею стомлення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \tag{7.6}$$

де n_σ - запас міцності по нормальним напругам;

n_τ - запас міцності по доточним напругам.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \tag{7.7}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \tag{7.8}$$

де k_σ, k_τ - ефективні коефіцієнти концентрації;

ε_σ, ε_τ - коефіцієнти, які враховують масштабний фактор;

ψ_σ, ψ_τ - коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напруг;

σ_a, τ_a, σ_m, τ_m - амплітуда та середнє значення напруг циклу.

$\sigma_a = \sigma_u = 2,67$ Н/мм^2;

$\tau_a = 0{,}25 \cdot \tau_m = 0{,}25 \cdot 12{,}8 = 3{,}2$ Мпа;

$\sigma_m = 0$

$\tau_m = \tau = 12{,}8$ Мпа;

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

$\psi_\tau = 0$.

Підставляємо у формулу (7.7) та (7.8)

$$n_\sigma = \frac{500}{\frac{2}{0,68} \cdot 2,67 + 0,05 \cdot 0} = 63,7;$$

$$n_\tau = \frac{290}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 3,2 + 0 \cdot 12,8} = 35,3.$$

Тоді $n = \frac{63,7 \cdot 35,3}{\sqrt{63,7^2 + 35,3^2}} = 30,9.$

Запас міцності для валів: n > 2,5

30,9 > 2,5 – умова виконується.

6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, bxh	0,012x0,008
Матеріал шпонки	Сталь 30Х13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, Мпа	540
Матеріал колеса	Сталь 20Х13Л

Границя текучості $\sigma_{0,2}$, Мпа	441
Матеріал вала	Сталь 40Х
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, Мпа	800
Крутний момент $M_{кр}$, Нм	154,124

Крутний момент, який передається шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \tag{7.9}$$

де i – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{154,124}{1} = 154,124 H \cdot м.$$

Напруження зім'яття в шпоночному з'єднанні визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \tag{7.10}$$

де d – діаметр вала під колесом, м;

l_p – робоча довжина шпоки, м;

t – висота шпоночного паза в ступиці колеса t = 8 – 5 = 3 мм.

$$l_p = l - b, \tag{7.11}$$

$$l_p = 0,032 - 0,012 = 0,02 м.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 154,124}{0,04 \cdot 0,02 \cdot 0,003} = 128,44 МПа.$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості, визначається за формулою:

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_{0,2}}{n}, \tag{7.12}$$

$$[\sigma_{зм}] = \frac{441}{1,5} = 294 МПа,$$

де n = 1,5 – коефіцієнт запасу міцності:

Умова міцності на зминання:

$\sigma_{зм} = 128,44 МПа < [\sigma]_{зм} = 294 МПа$ - умова виконується.

7 Чисельне дослідження

Чисельне дослідження структури потоку в проточній частині насоса, в пазусі переднього шпаринного ущільнення, а також в самій щілині проводилося з використанням програмного продукту ANSYS CFX.

Програмного продукту опирається на метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [16]: рівняння руху в'язкої рідини, рівняння нерозривності.

Мета даного чисельного дослідження з'ясувати як саме зазор в шпаринному ущільненні впливає на характеристики насоса. Для досягнення поставлених цілей була спроектована проточна частина(п. 3) для насоса тупу К 310-125. За допомогою програмного продукту SOLIDWORKS були створені тривимірні моделі робочого колеса насоса (рис. 7.1 а), спірального відводу (рис. 7.1 б), переднього шпаринного ущільнення (рис. 7.1 в), моделі видовженого входу та виходу в проточну частину (рис. 7.1 г) необхідні для отримання більш правильного та точного результату.

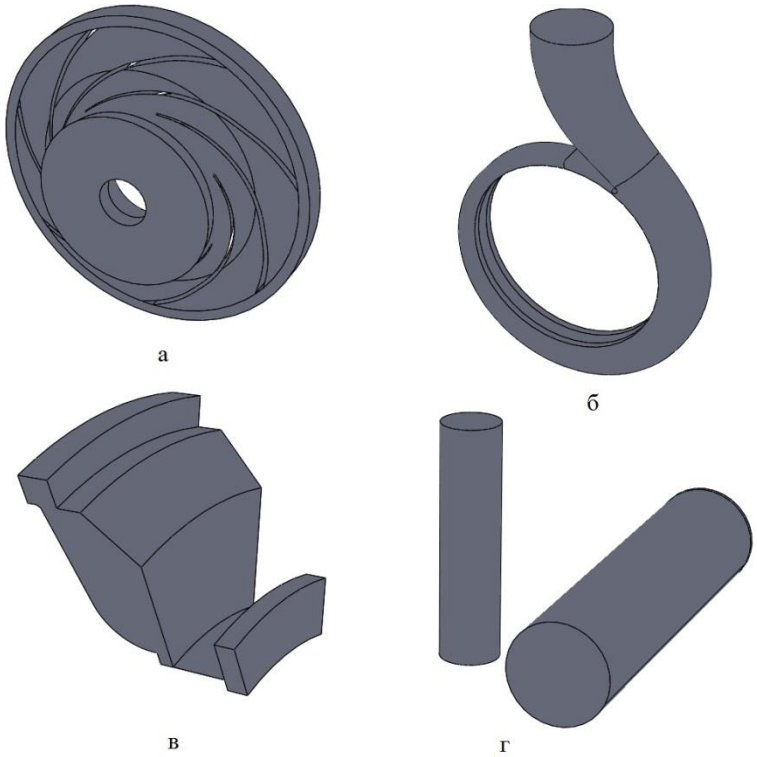


Рисунок 7.1 – Рідкотільні моделі

Рідкотільна модель шпаринного ущільнення має чотири виконання, з величиною радіального зазору: 0,15 мм; 0,20 мм; 0,25 мм; 0,30 мм. Така кількість виконань необхідна для більш повного аналізу поставленої задачі.

7.1 Створення сіток

Розрахунок в програмному продукту ANSYS CFX ведеться ітераційним методом, тобто рішення систем рівнянь з поступовим наближенням до допустимого відхилення. Для цього необхідно для розрахункової область, (проточна частина насоса), створити розрахункову сітку.

Розрахункова сітка була створена в генераторі сіток ICEM CFD. Розглянемо створену сітку для кожного елементу:

- Робоче колесо – неструктурована тетраедрна сітка, з призматичними шарами (рисунок 7.2);
- Спіральний відвід – неструктурована тетраедрна сітка, з призматичними шарами (рисунок 7.3);

- Переднє шпарин не ущільнення – блочно-структурована гексаедрна сітка (рисунок 7.4);
- Видовжений вхід та вихід – блочно-структурована гексаедрна сітка (рисунок 7.5);

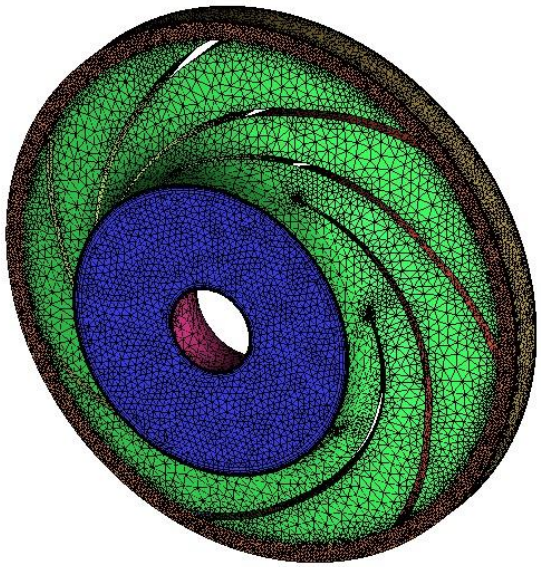


Рисунок 7.2 – Розрахункова сітка для робочого колеса (362 тис. вузлів)

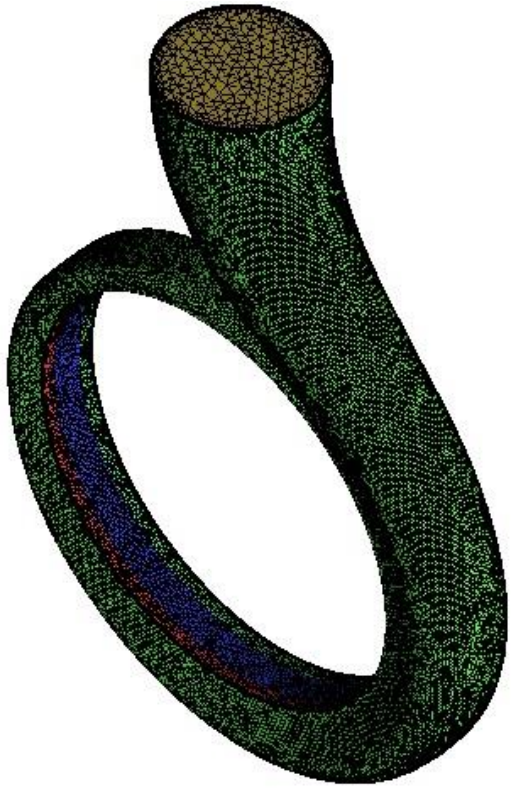


Рисунок 7.3 – Розрахункова сітка для спірального відводу (318 тис. вузлів)

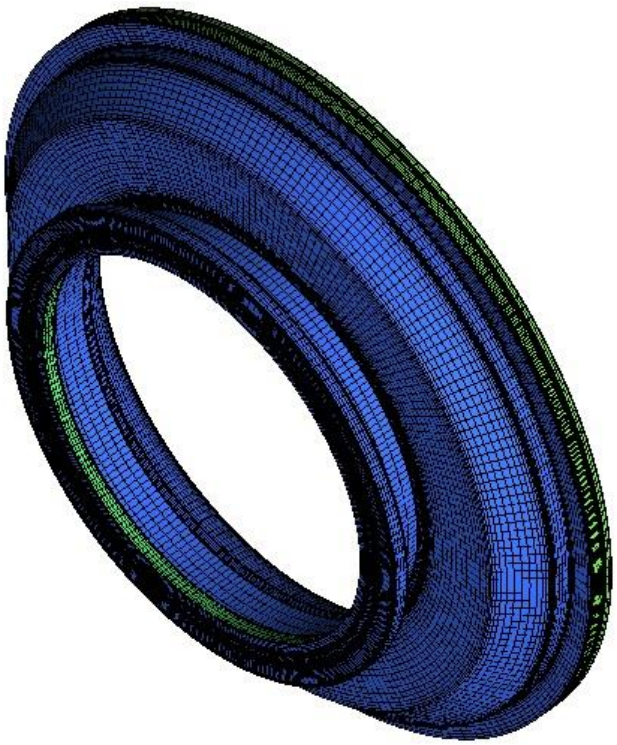


Рисунок 7.4 – Розрахункова сітка для переднього шпаринного ущільнення (1,4 млн. вузлів)

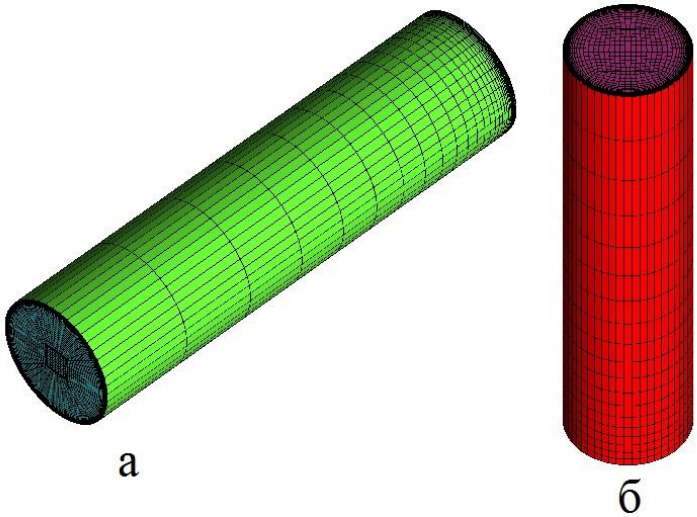


Рисунок 7.5 – Розрахункова сітка для входу(а, 56 тис. вузлів) та виходу(б, 28 тис. вузлів) в проточну частину

7.2 Математична модель

Чисельний метод базується на математичній моделі, тобто рівняння які описують процес. В даному випадку це рівняння Рейнольдса, рівняння нерозривності, а також для замикання системи – моделі турбулентності[17].

Загалом, модель турбулентності описує розподіл напруги Рейнольдса в області потоку. Всі моделі турбулентності, які використовуються, мають емпіричну природу[17].

В данный роботі використовувалась k-ε модель турбулентності. Модель заснована на певній кінетичної енергії k і швидкості дисипації турбулентних пульсацій ε. Утворення турбулентності розраховується за місцевими градієнтам швидкості[17].

Величина змінної Y+, що характеризує згущення сіток поблизу стінок знаходилася в діапазоні від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям [18] для k–ε моделі турбулентності.

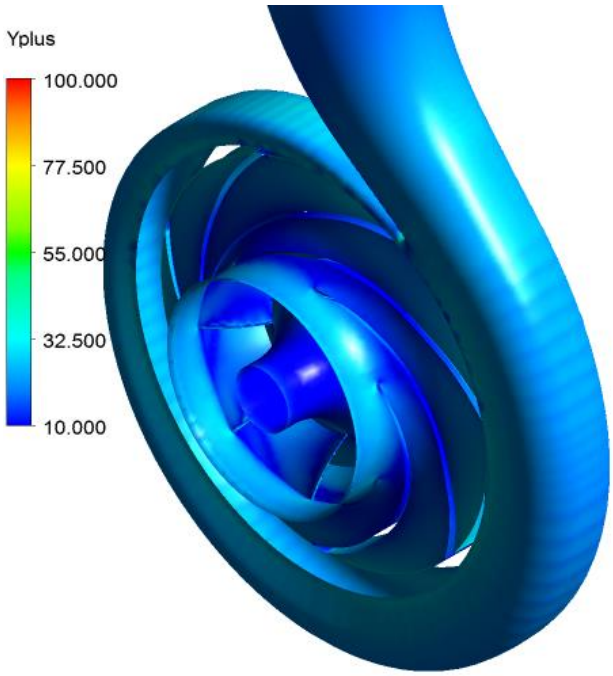


Рисунок 7.6 – Значення Y+ для робочого колеса, та спірального відводу

7.3 Розрахункова модель

Розрахункова модель створюється в одному з модулів програмного продукту CFX, а саме CFX-Pre. Спочатку були створені розрахункові області «Impeller» (робоче колесо), «Tap» (спіральний відвід), «Seal»(переднє шпарин не ущільнення), «Inlet та Outlet» (видовжені ділянки на вході і виході в проточну частину). Всі області виконані нерухомими (stationary), окрім робочого колеса яке обертається проти часової стрілки з частотою 1500 об/хв.. Гранична умова на вході в розрахункову модель являється «Inlet», з заданням масової витрати 55,389 кг/с (200 $м^3$/год). На виході «Opening», з заданням тиску 5МПа. Для всіх поверхонь що, являються твердими стінками гранична умова «Wall», які не є гідравлічно гладкими, і мають певну шорсткість. Розрахункові області з'єднані між собою за рахунок інтерфейсів.

У якості робочої рідини була прийнята вода при температурі 25 ^{0}C.

Критерієм збіжності було задано досягнення величини середньої квадратичної нев'язки 10^{-4}. Додатковий критерій збіжності - заданий вираз для визначення напору.

Розрахунки проводилися у стаціонарному режимі з використанням програмного пакету CFX-Solver Manager. Розрахунки проводилися з використанням інтерфейсу між розрахунковими областями «Frozen rotor».

Розрахунок проводився для діапазону подач Q = 0,2 – 1,0Q (40-200 $м^3$/год).

Обробка і аналіз результатів виконано з використанням програмного пакету CFD-Post.

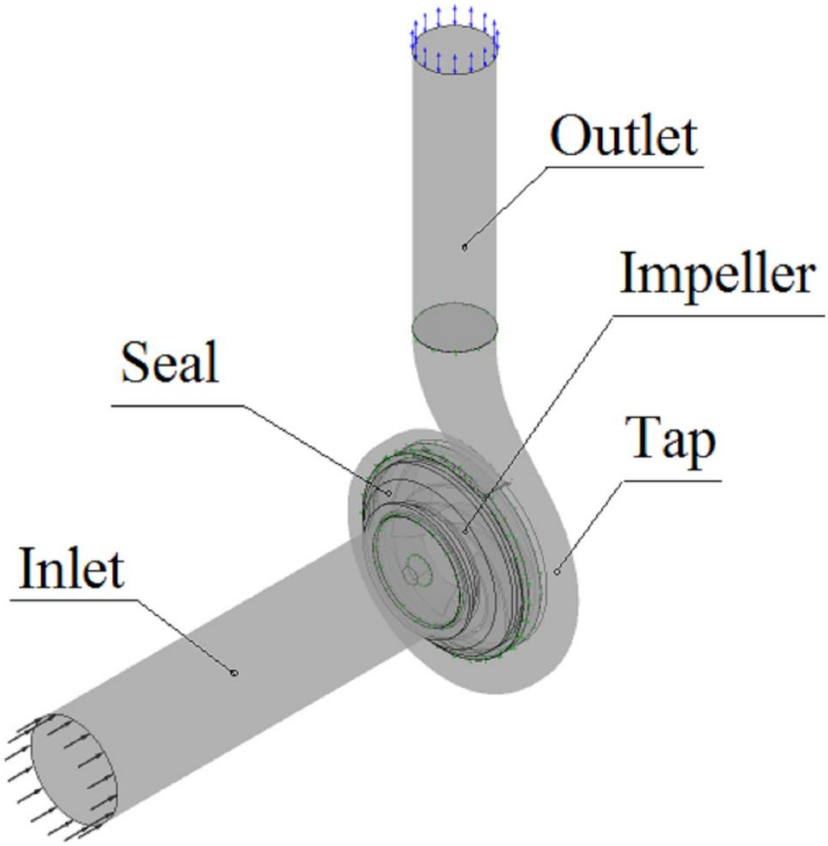


Рисунок 7.7 – Розрахункова модель

8 Результати розрахунку

Всі значення величин які представлені у вигляді залежностей (рис. 8.9- визначались в CFD-Post відповідно рисунку 8.1.

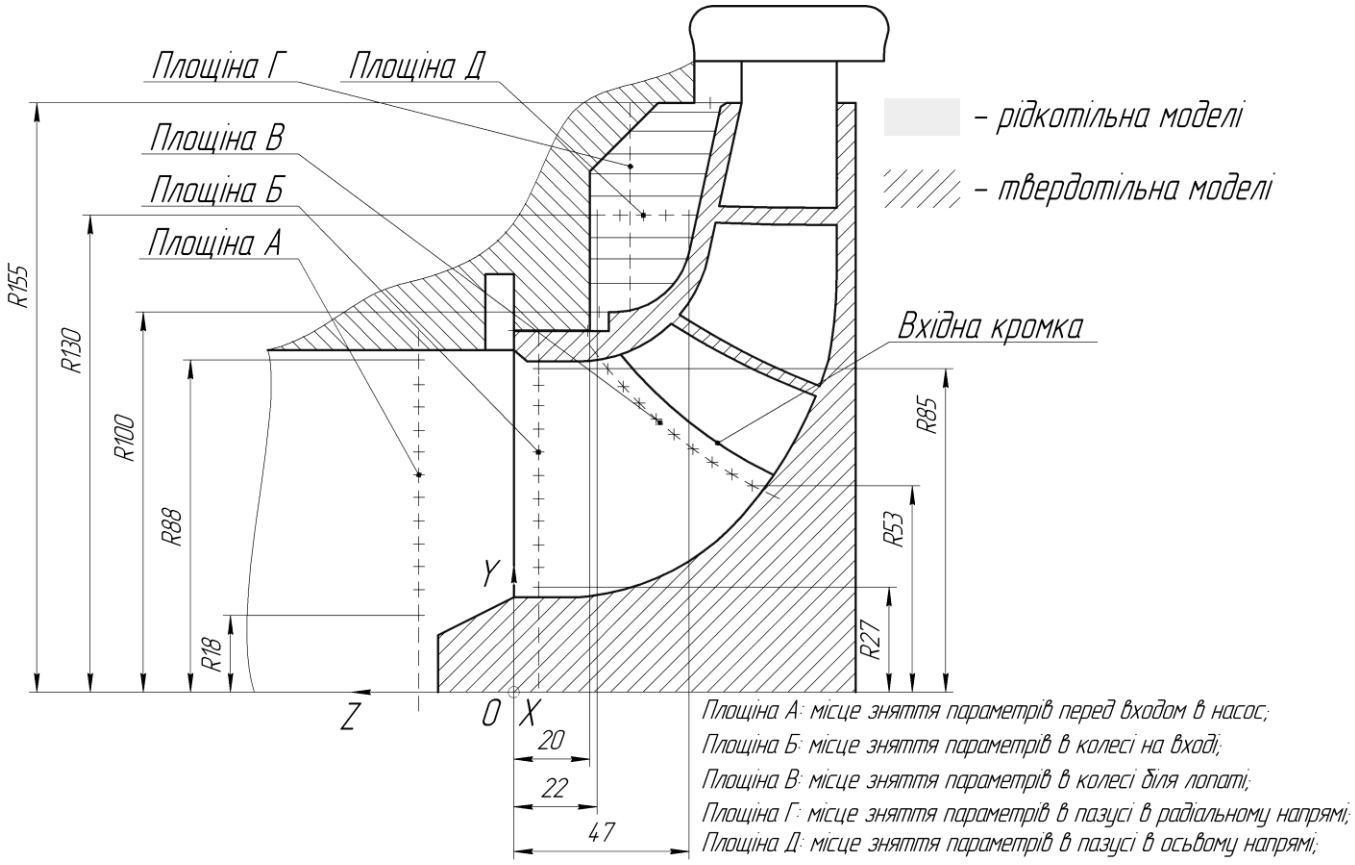


Рисунок 8.1 – Розташування площин для визначення параметрів

Аналізуючи данні отримані в наслідок чисельного розрахунку були отримані наступні результати:

- Напірна та енергетична характеристики насоса (рис. 8.2 – 8.3);
- Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (рис. 8.4 – 8.9);
- Графіки розподілу абсолютної швидкості на вході в насос при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина А рис.8.1) (рис. 8.10);
- Графіки розподілу статичного тиску на вході в насос при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина А рис.8.1) (рис. 8.11);

- Графіки розподілу абсолютної швидкості в робочому колесі при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Б) (рис.8.12);
- Графіки розподілу меридіональної швидкості в робочому колесі при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Б) (рис.8.13);
- Графіки розподілу повного тиску в робочому колесі при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Б рис.8.14);
- Графіки розподілу абсолютної швидкості в робочому колесі (біля лопаті) при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина В рис.8.15);
- Графіки розподілу меридіональної швидкості в робочому колесі (біля лопаті) при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина В рис.8.16);
- Графіки розподілу повного тиску в робочому колесі (біля лопаті) при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина В рис.8.17);
- Картини натікання потоку на вхідну кромку лопаті при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (рис. 8.18 -8.23);
- Графіки розподілу абсолютної швидкості в зазорі шпаринного ущільнення при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (рис. 8.24);
- Графіки розподілу статичного тиску в зазорі шпаринного ущільнення при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (рис. 8.25);
- Графіки розподілу абсолютної швидкості в пазусі між корпусом та робочим колесом при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Г рис.8.1) (рис. 8.26);
- Графіки розподілу статичного тиску в пазусі між корпусом та робочим колесом при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Г рис.8.1) (рис. 8.27);
- Графіки розподілу колової швидкості в пазусі між корпусом та робочим колесом при різних значеннях радіальних зазорів та режимів роботи (Площина Д рис.8.1) (рис. 8.28);
- Графіки розподілу моментів швидкості (Площина А, Б) (рис. 8.29-8.30);

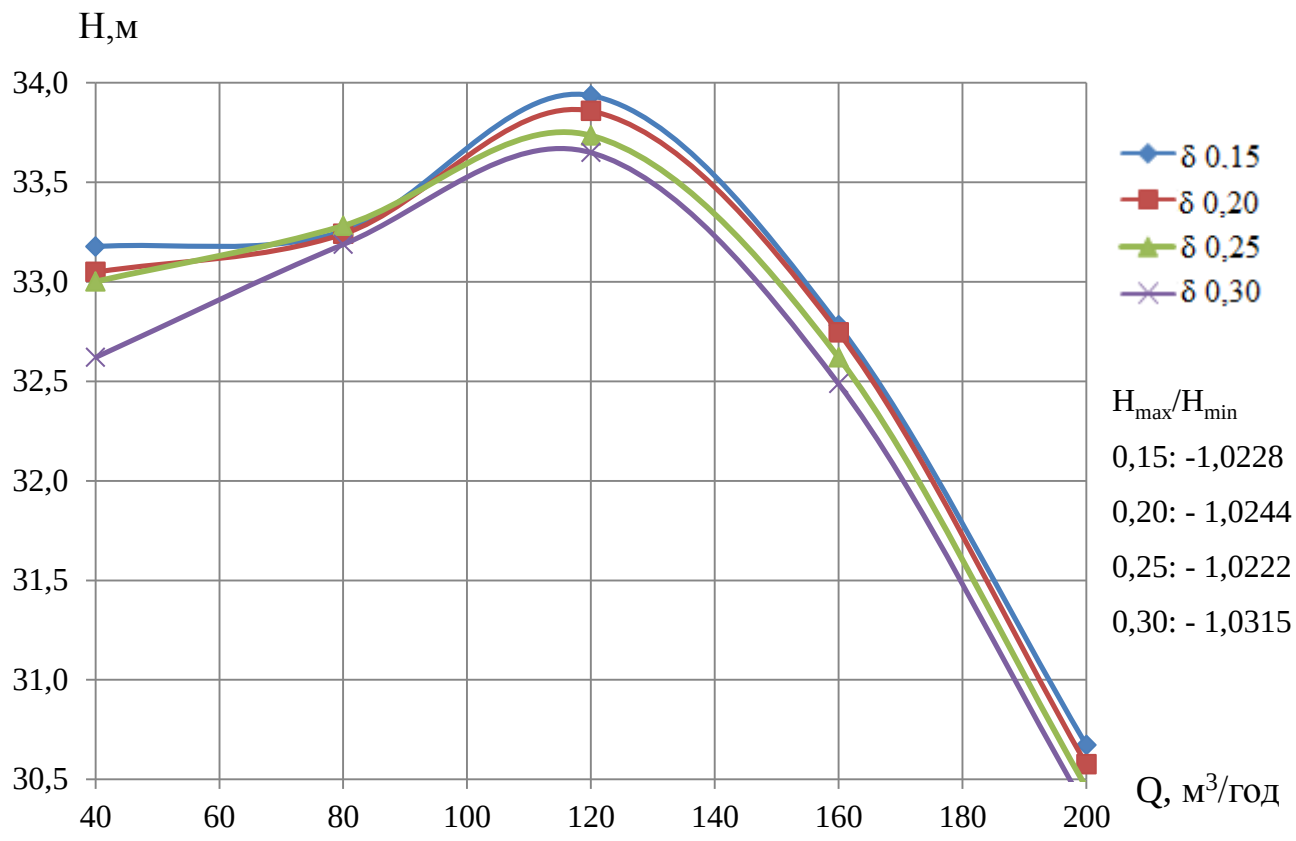


Рисунок 8.2 – Напірні характеристики насоса при різних значеннях зазорів

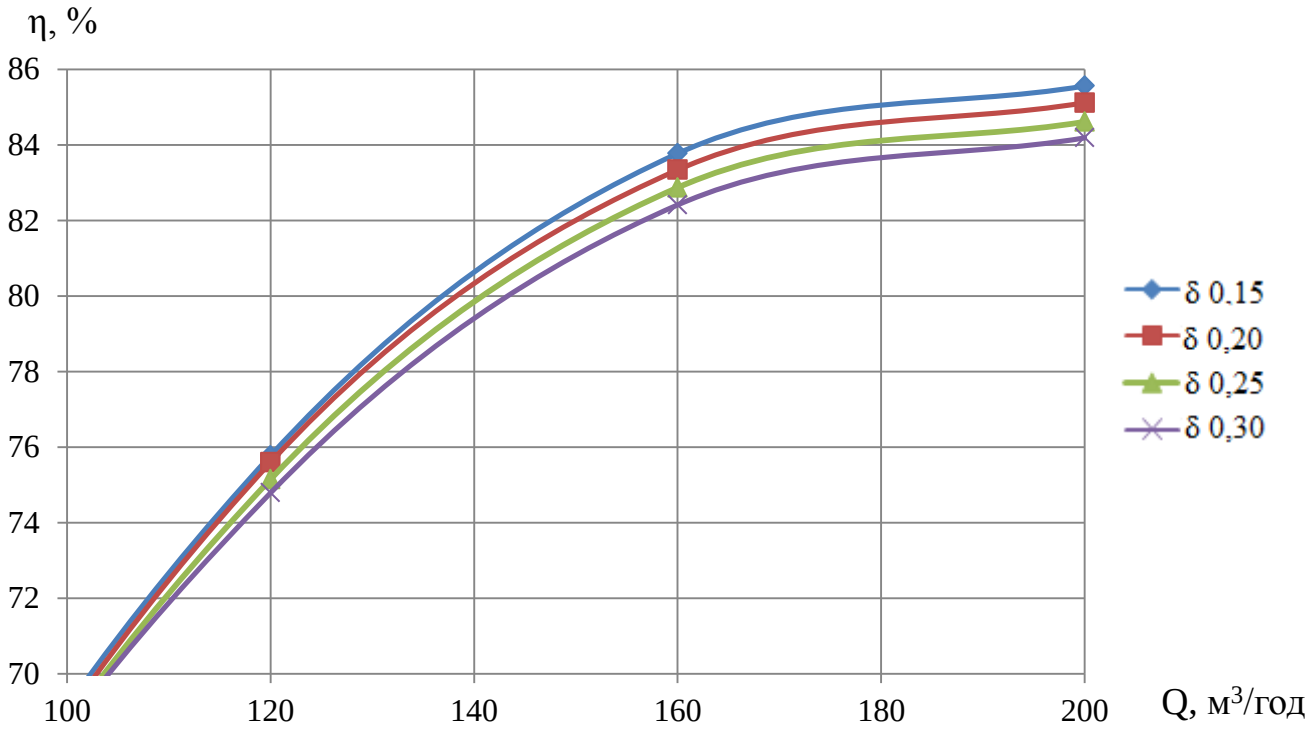


Рисунок 8.3 – Енергетичні характеристики насоса при різних значеннях зазорів

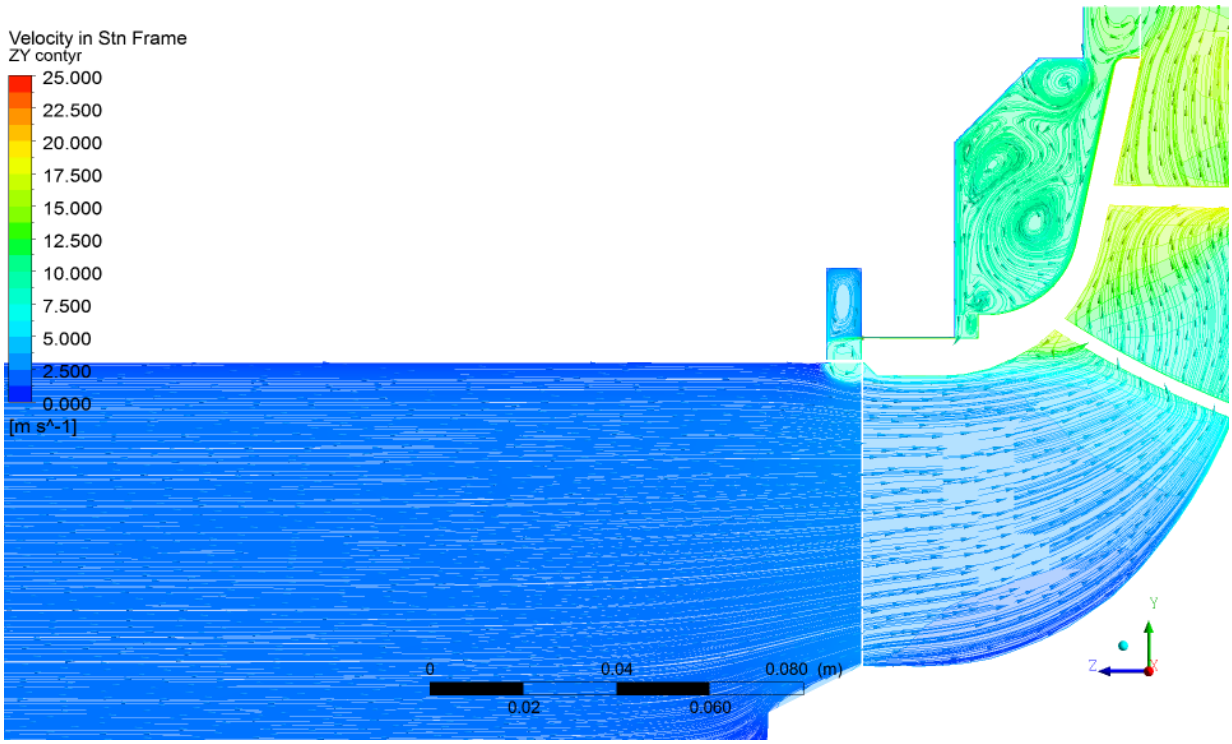


Рисунок 8.4 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,30 мм; режим 1,0Q)

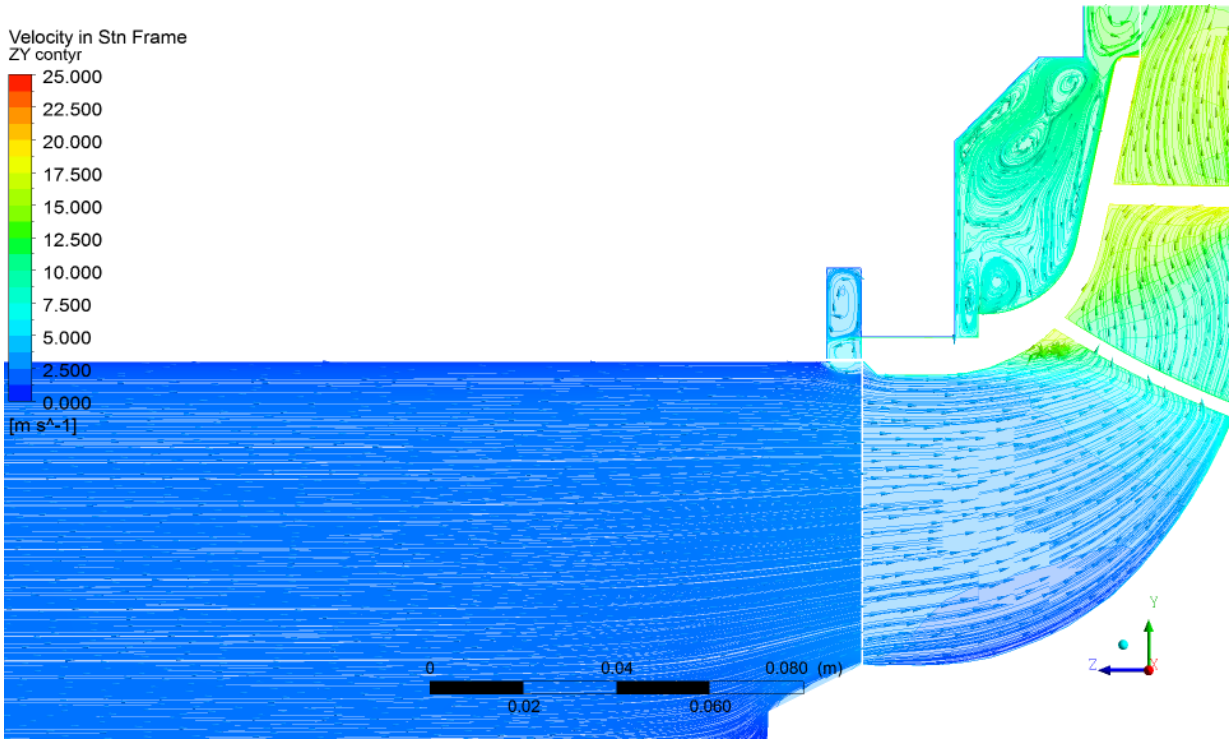


Рисунок 8.5 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,15 мм; режим 1,0Q)

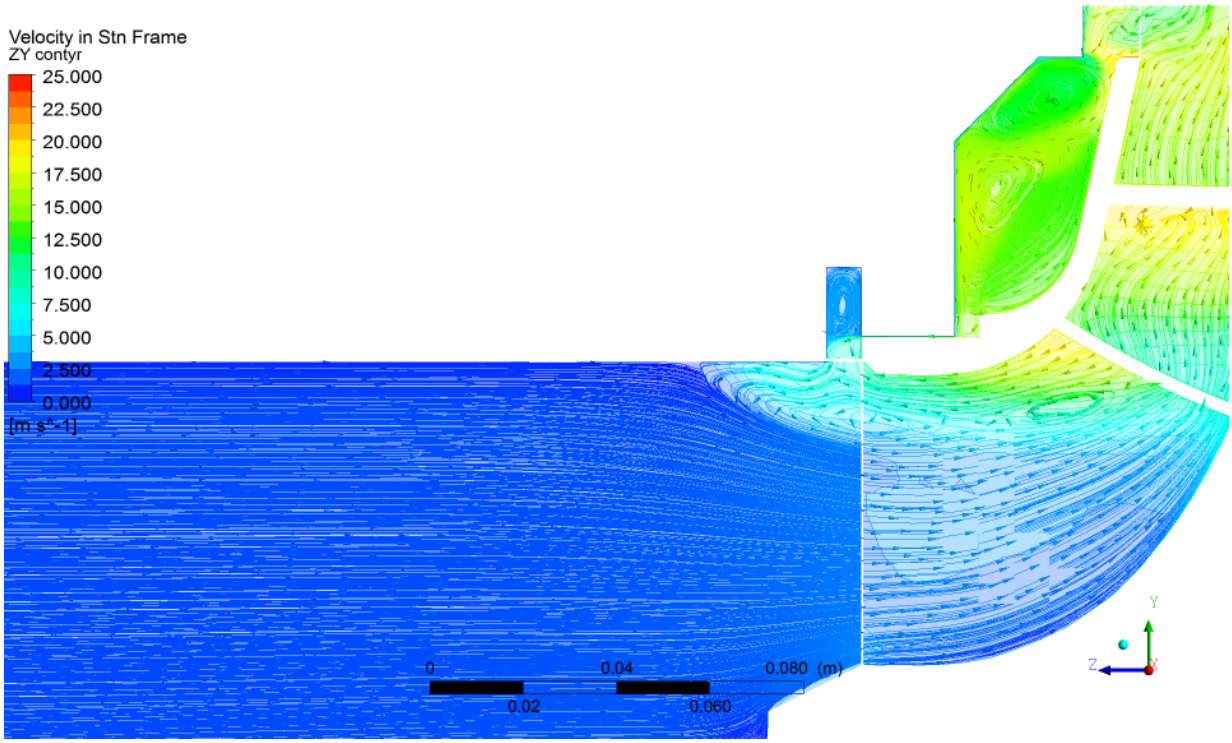


Рисунок 8.6 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,30; режим 0,6Q)

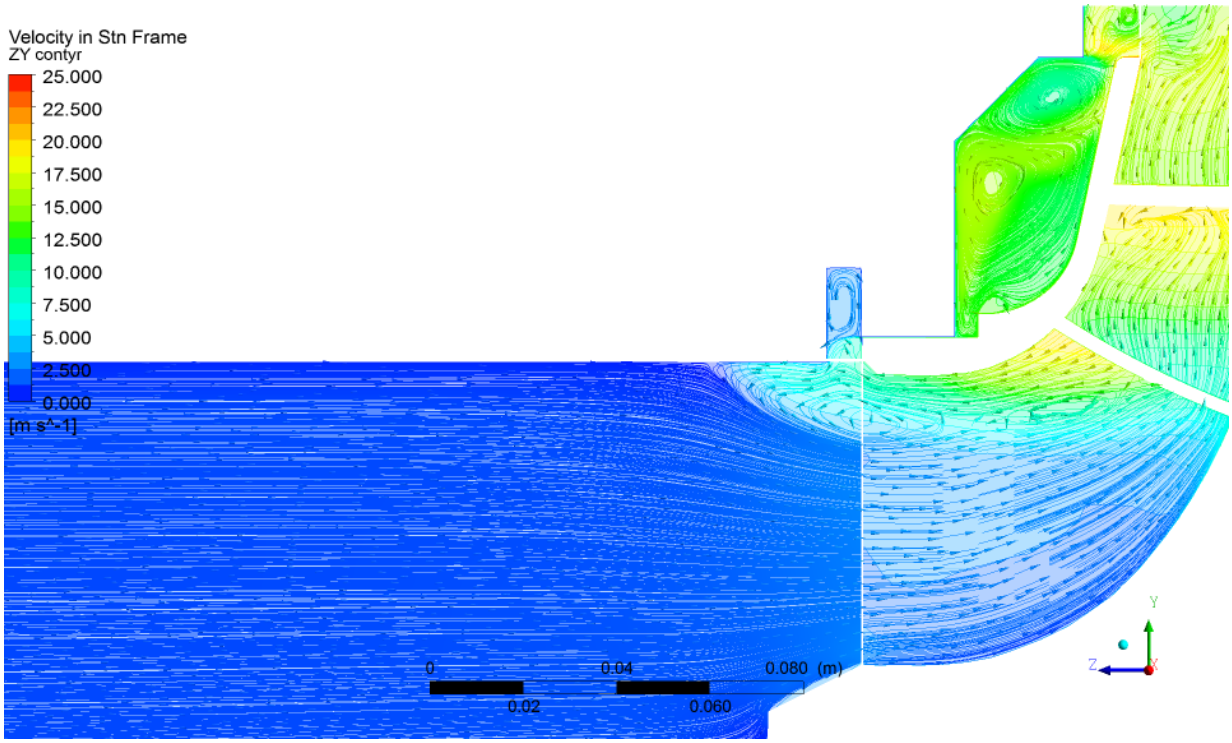


Рисунок 8.7 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,15; режим 0,6Q)

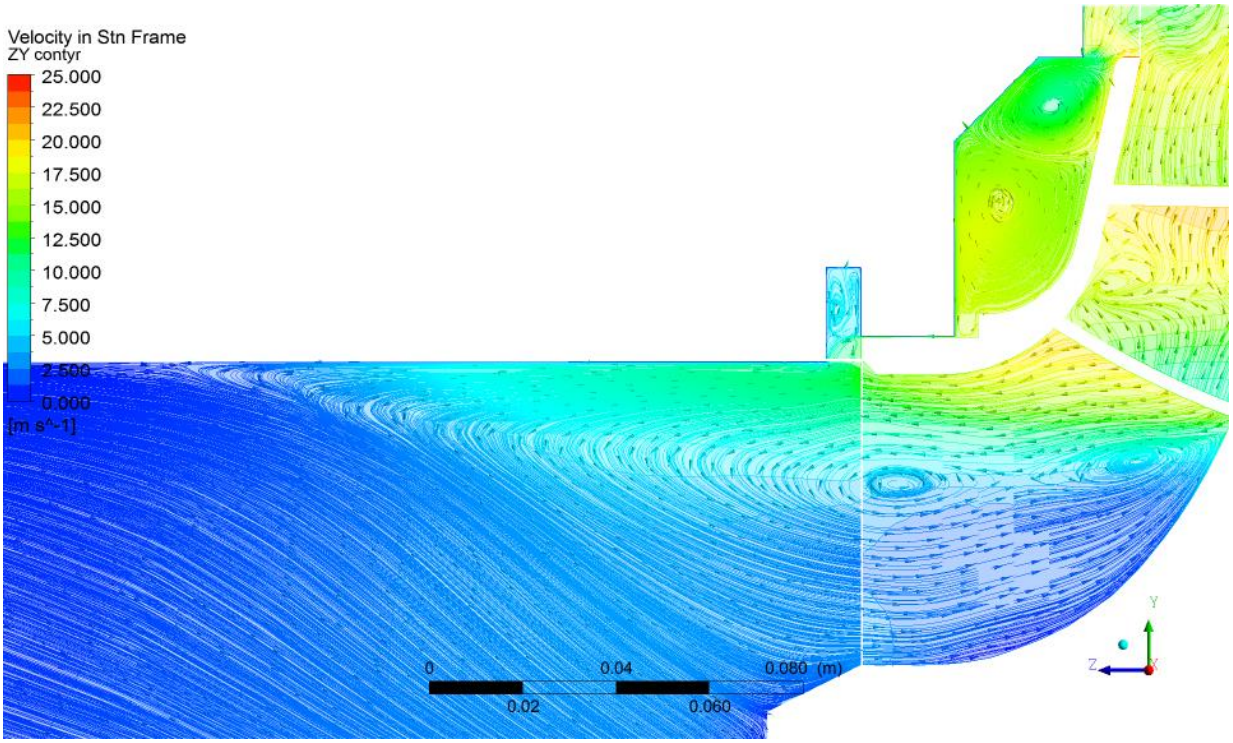


Рисунок 8.8 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,30 мм; режим 0,2Q)

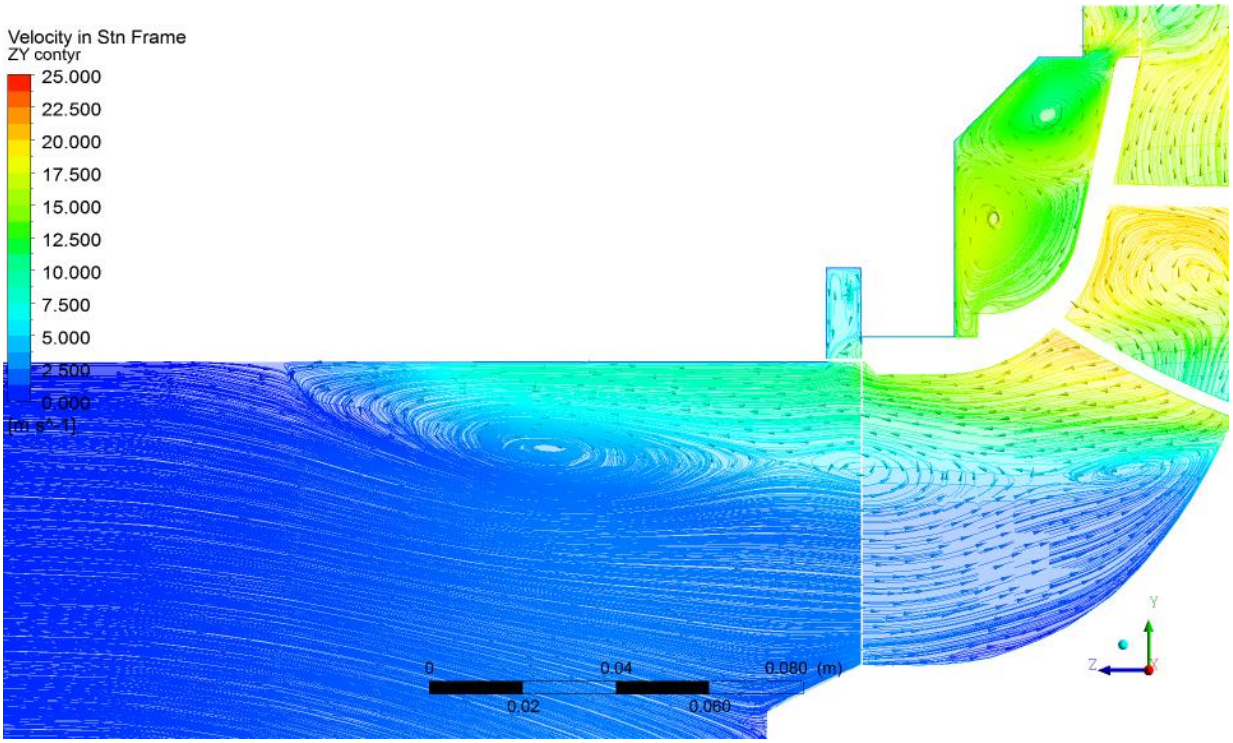
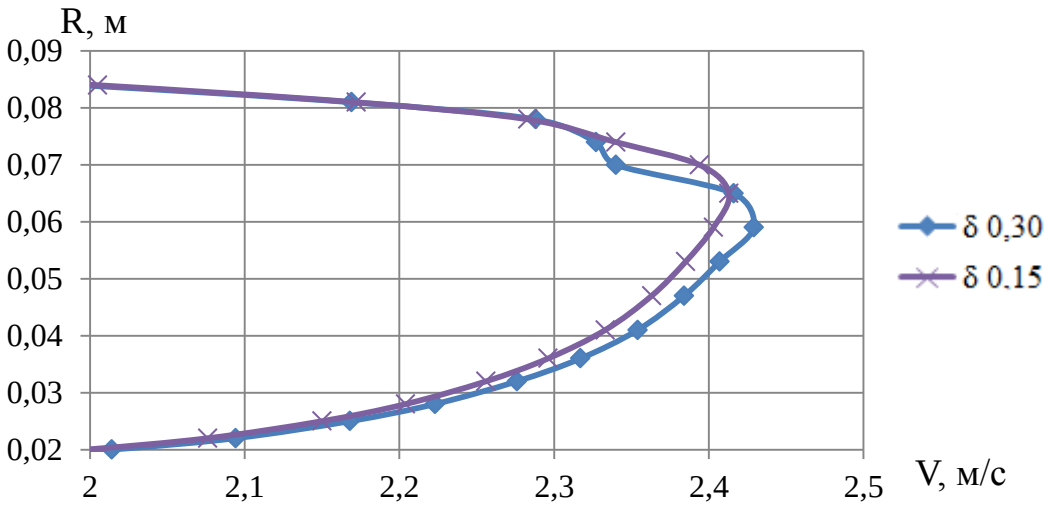


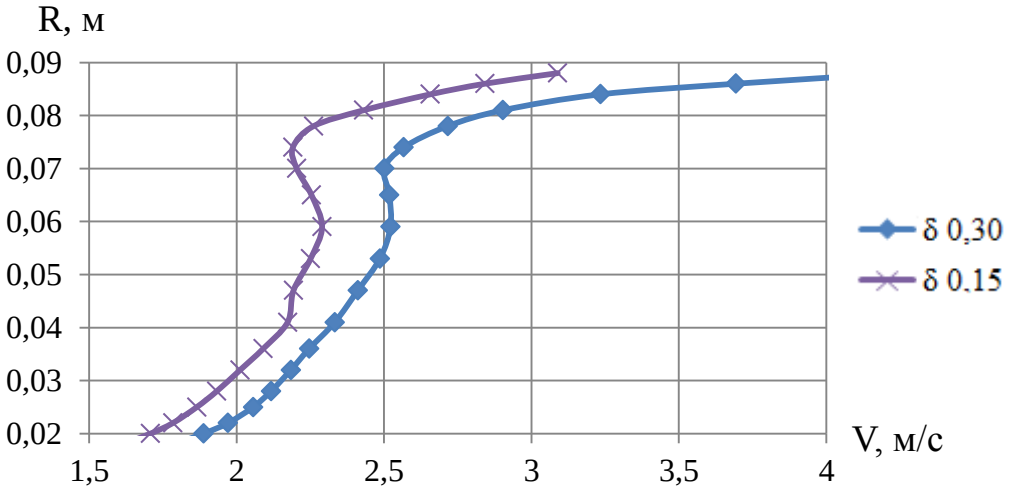
Рисунок 8.9 - Розподіл абсолютної швидкості в проточній частині насоса (радіальний зазор 0,15 мм; режим 0,2Q)

а



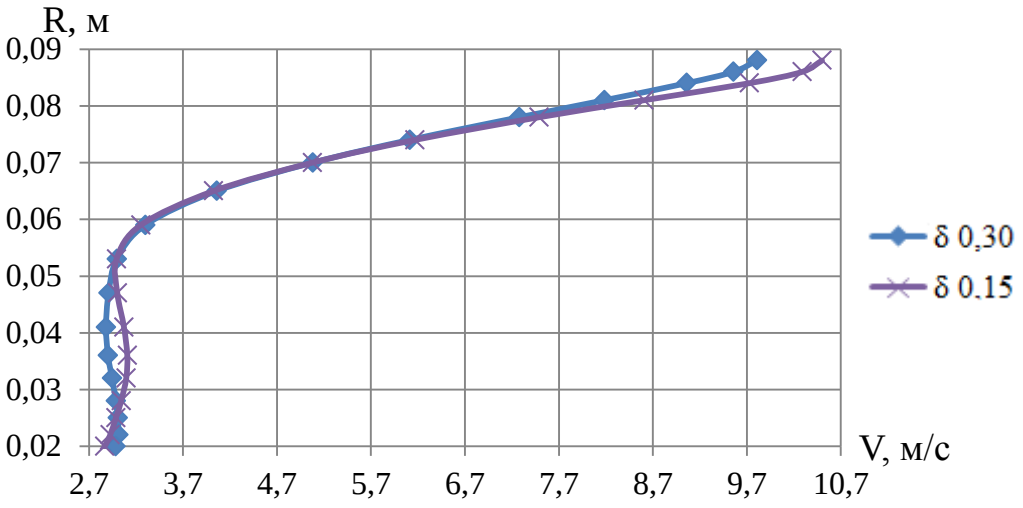
1,0Q

б



0,6Q

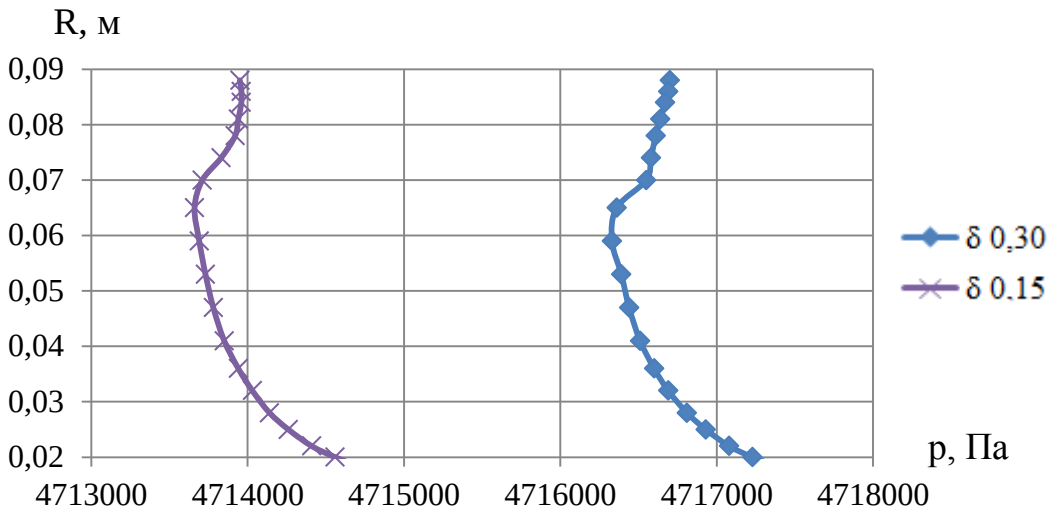
в



0,2Q

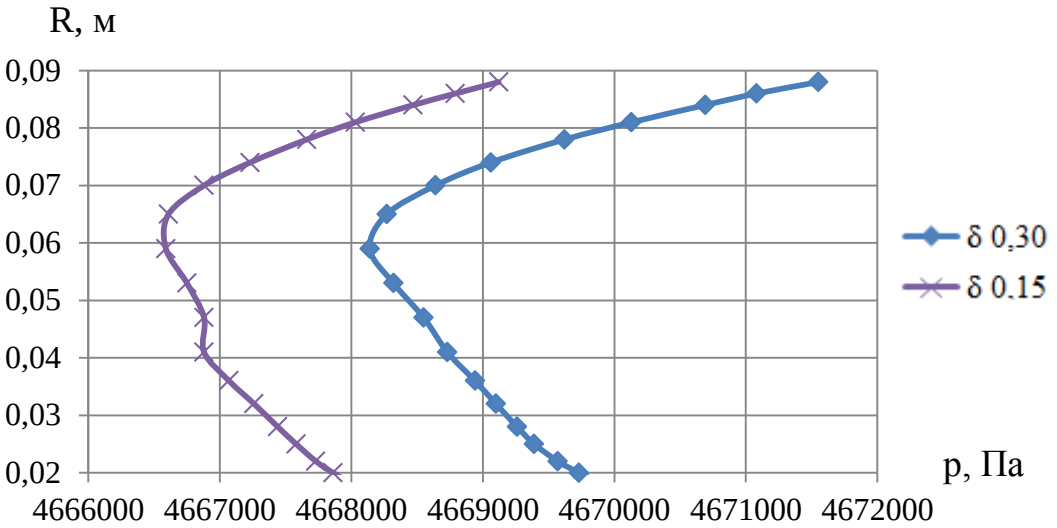
Рисунок 8.10 – Графіки розподілу абсолютної швидкості на вході в насос (Площина А)

а



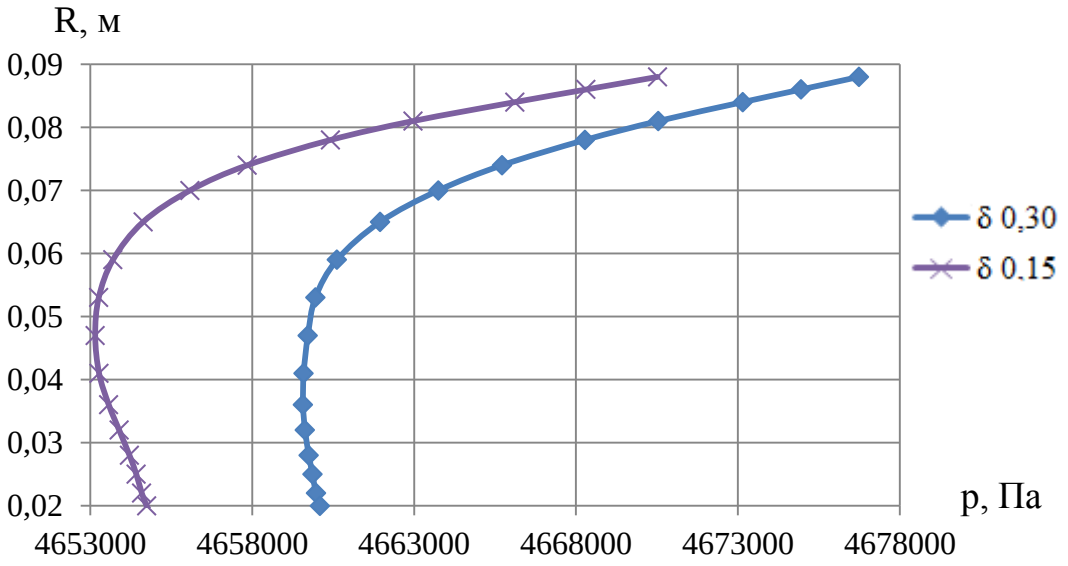
1,0Q

б



0,6Q

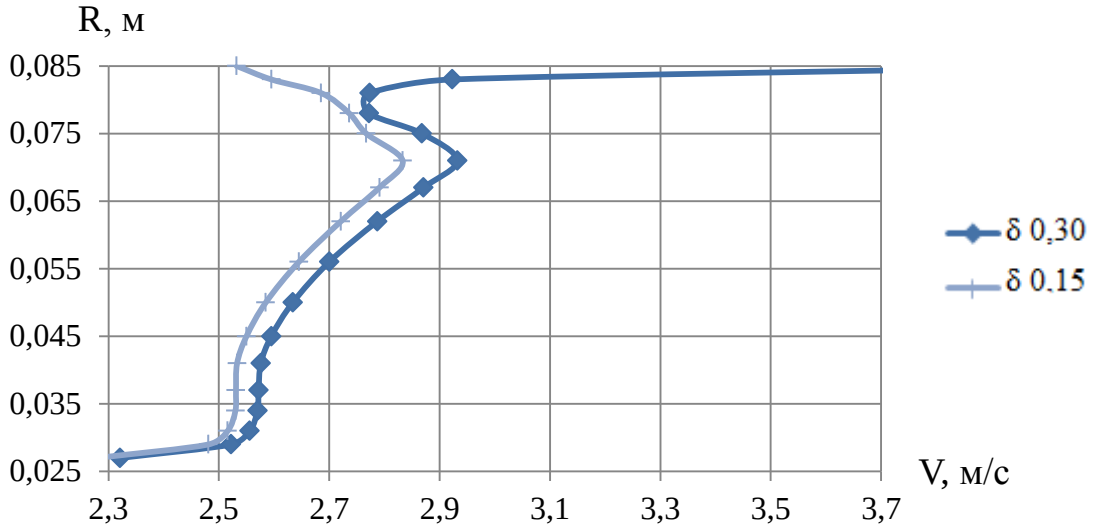
в



0,2Q

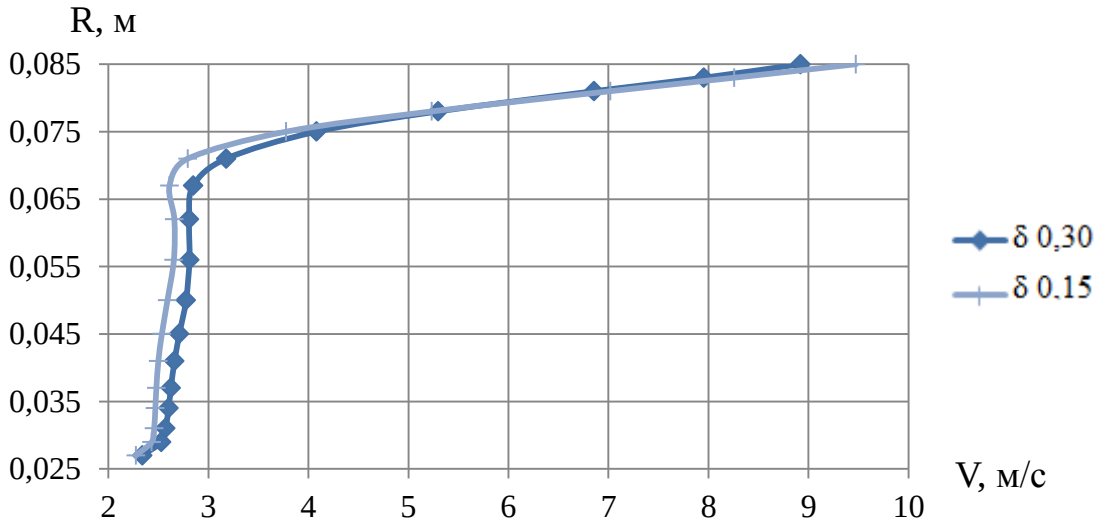
Рисунок 8.11 – Графіки розподілу статичного тиску на вході в насос (Площина А)

а



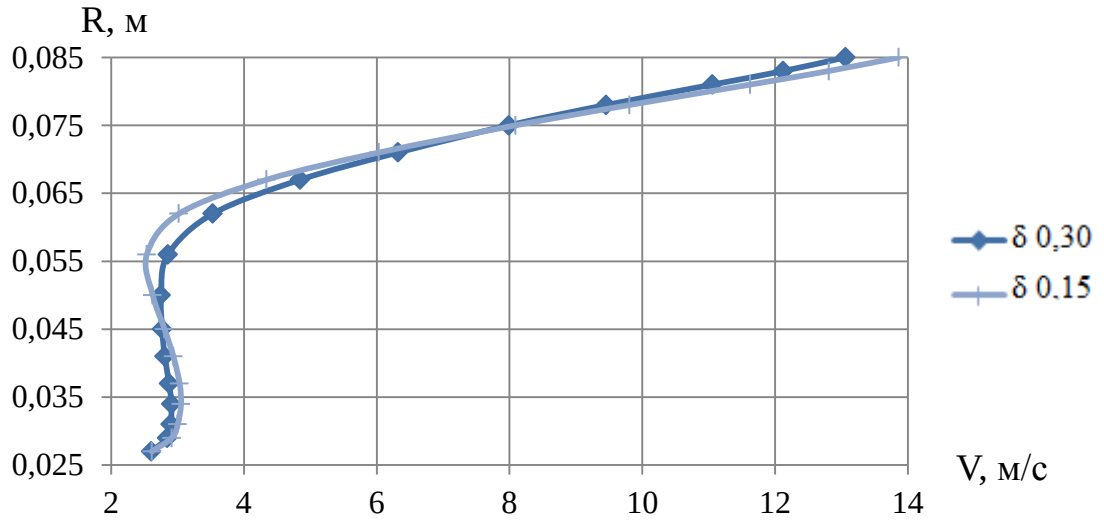
1,0Q

б



0,6Q

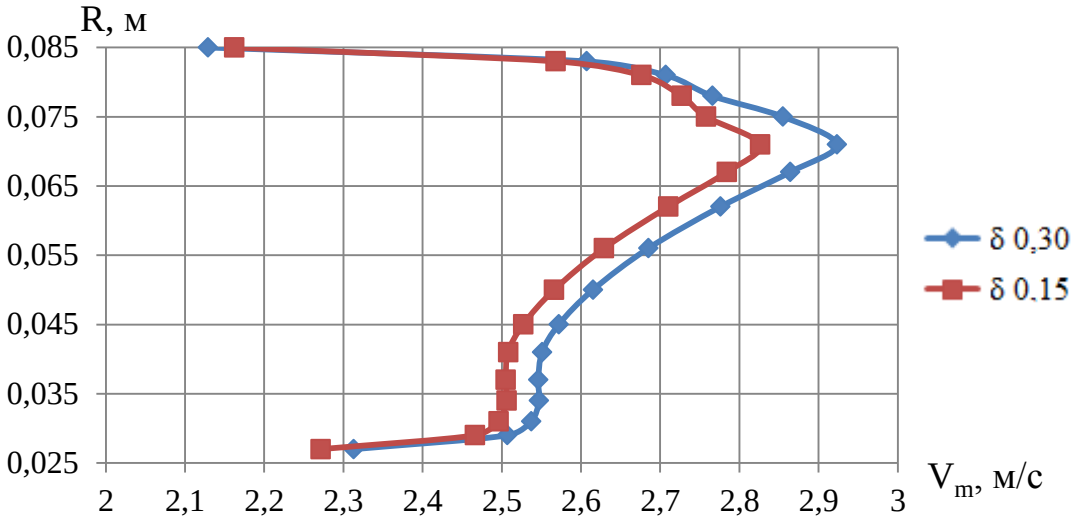
в



0,2Q

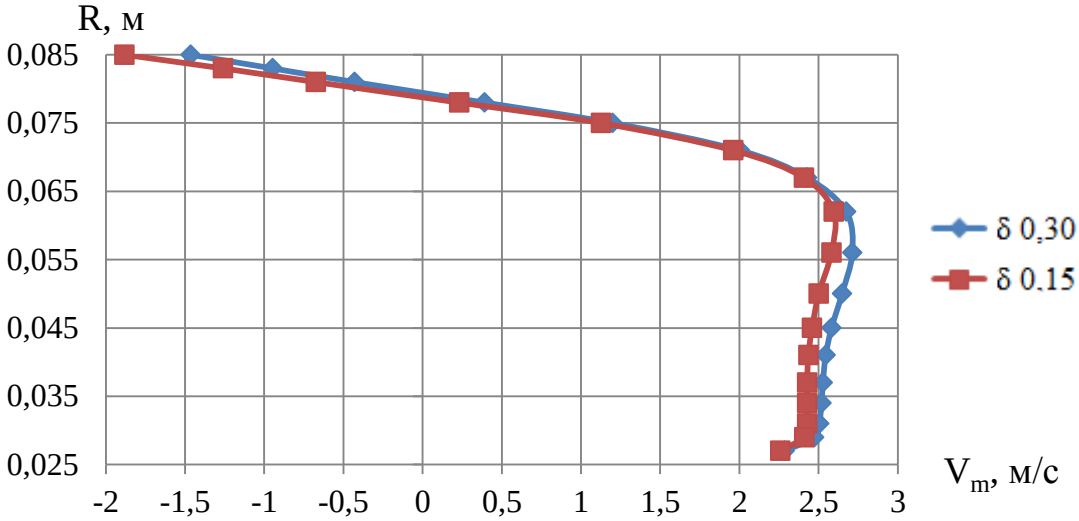
Рисунок 8.12 – Графіки розподілу абсолютної швидкості в робочому колесі (Площина Б)

а



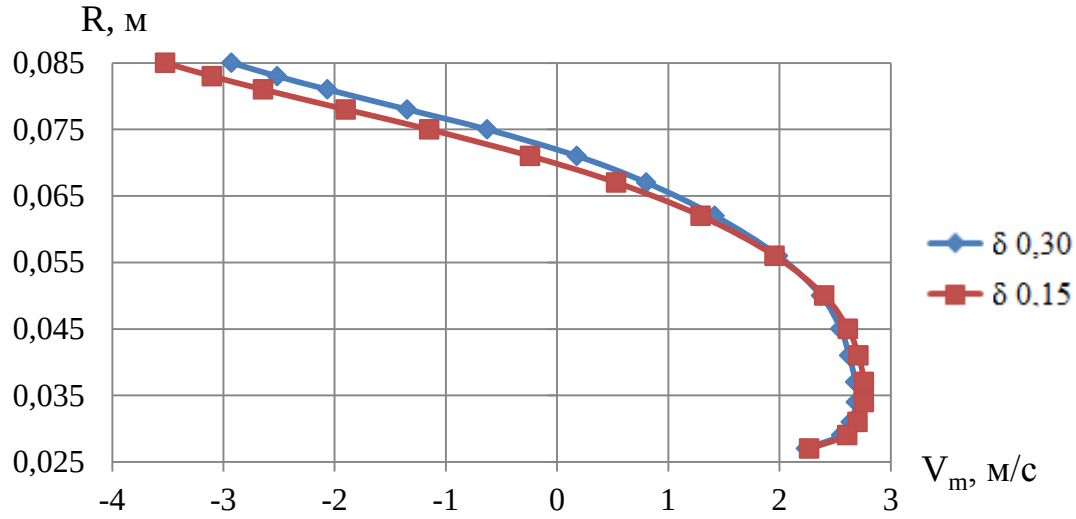
1,0Q

б



0,6Q

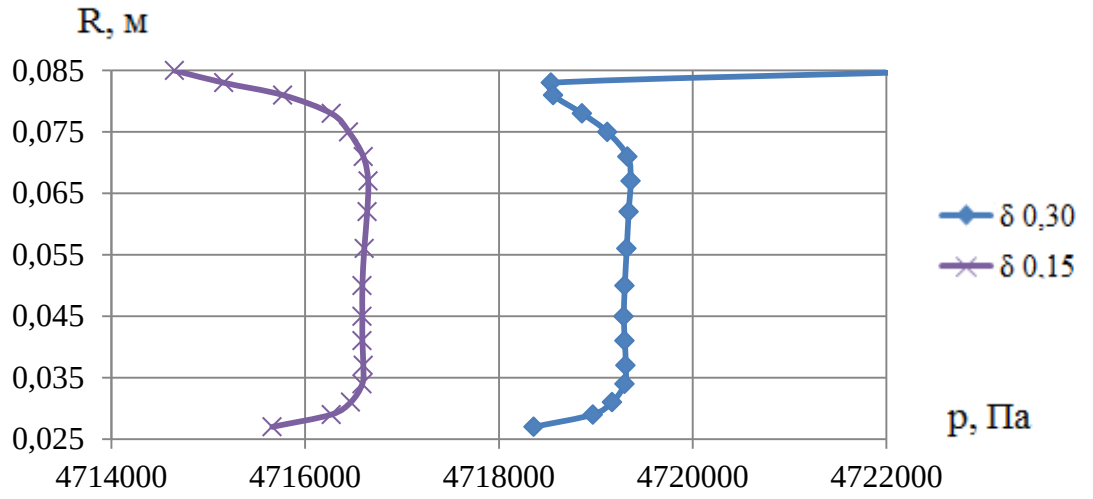
в



0,2Q

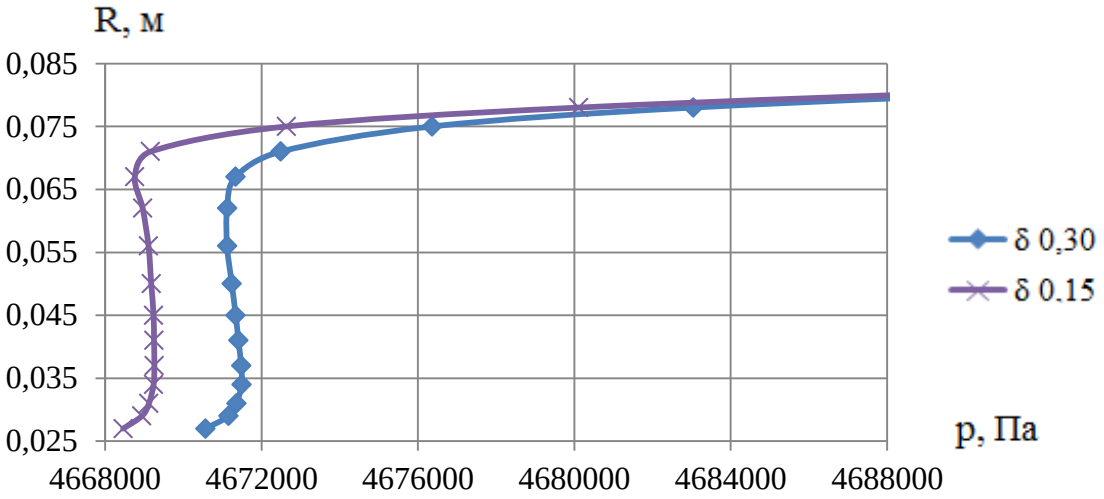
Рисунок 8.13 – Графіки розподілу меридіанної швидкості в робочому колесі (Площина Б)

а



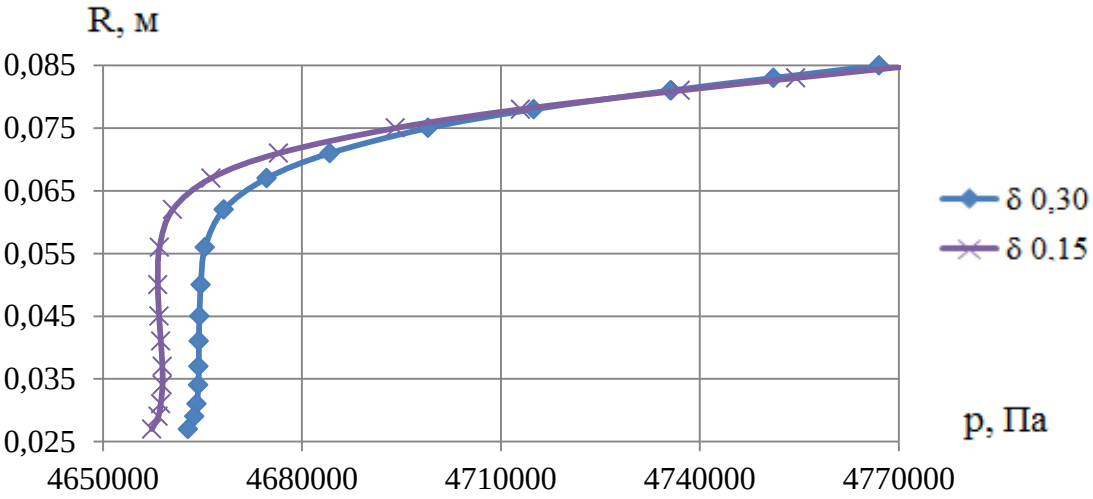
1,0Q

б



0,6Q

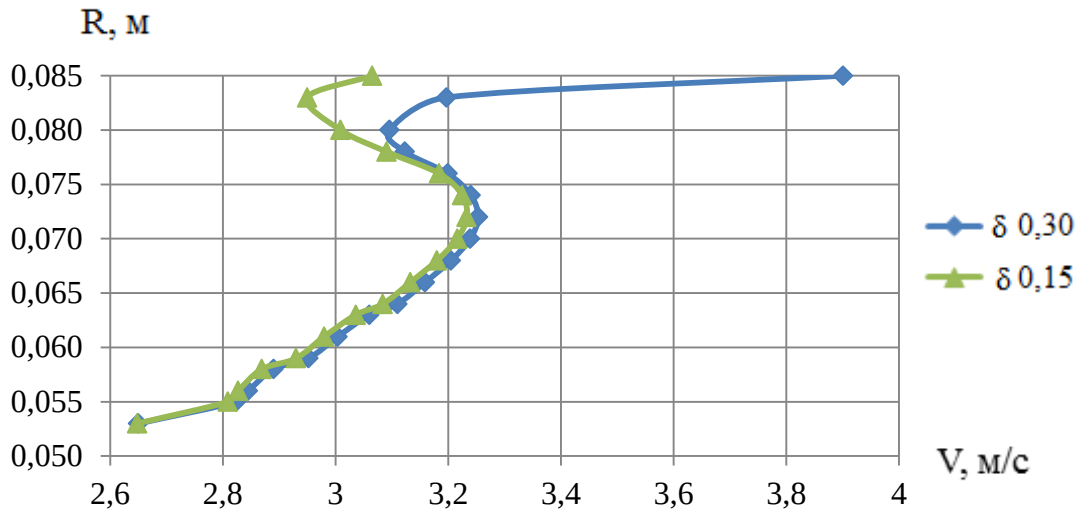
в



0,2Q

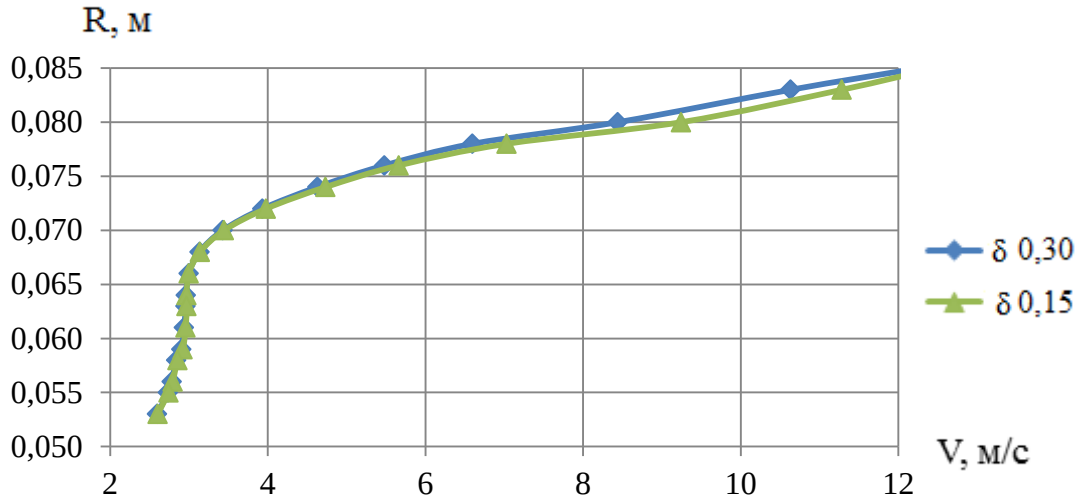
Рисунок 8.14 – Графіки розподілу повного тиску в робочому колесі (Площина Б)

а



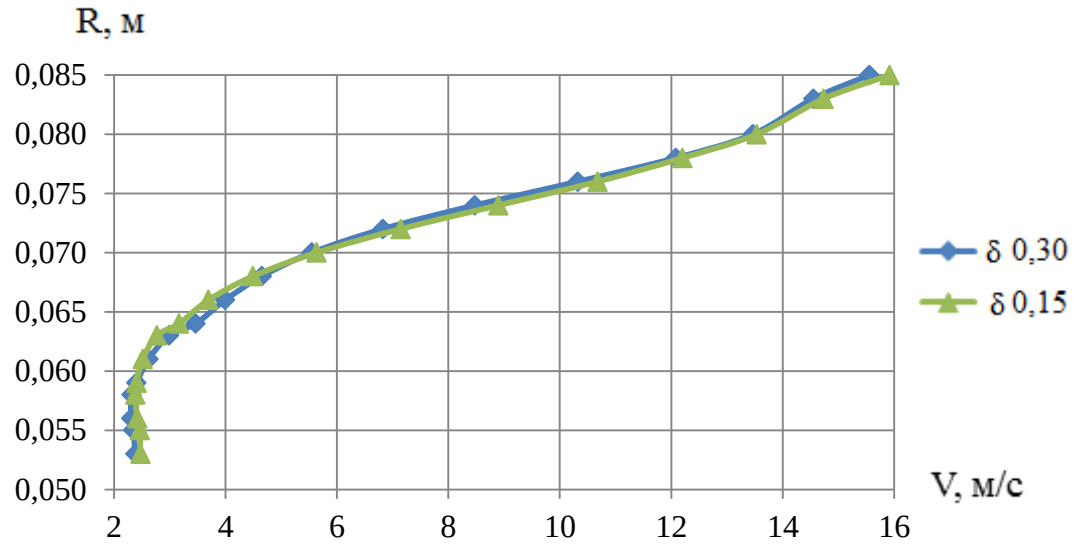
1,0Q

б



0,6Q

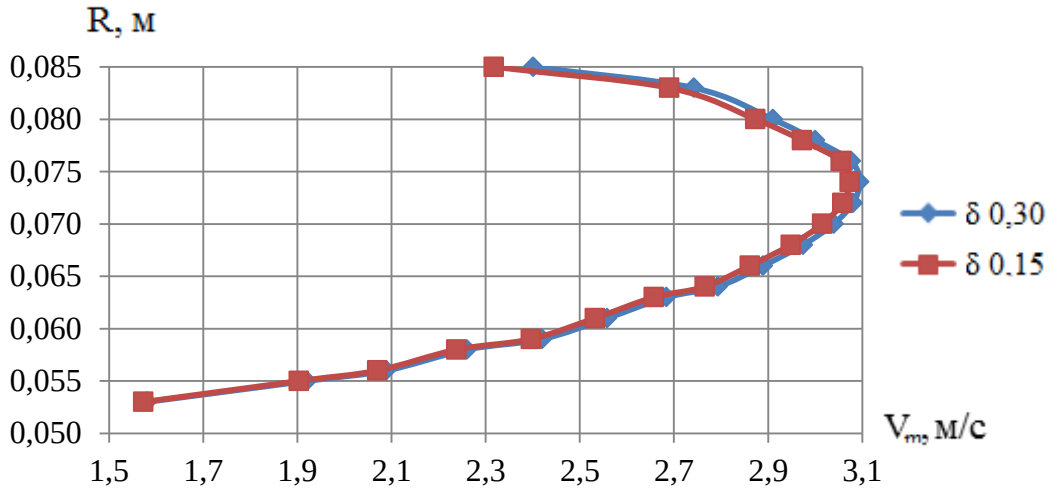
в



0,2Q

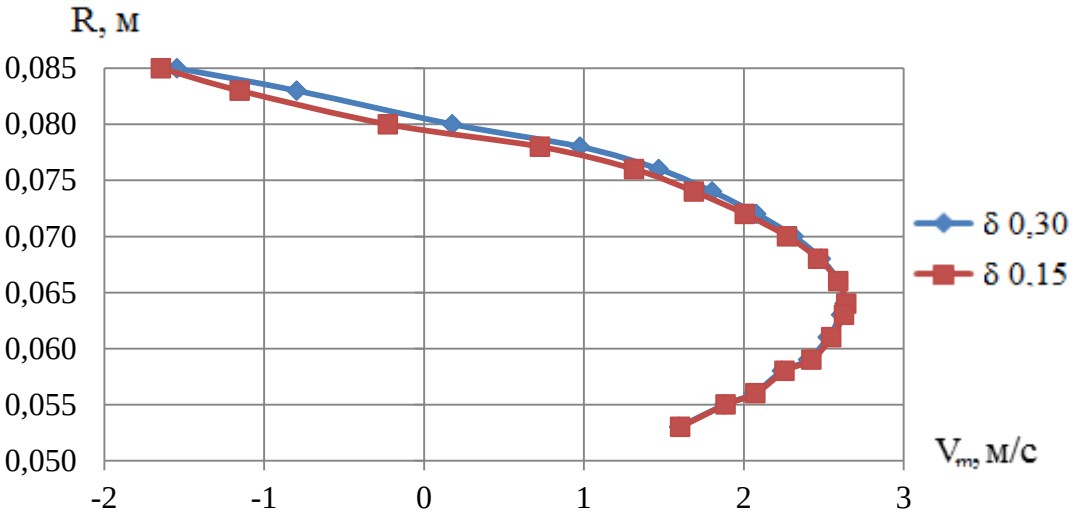
Рисунок 8.15 – Графіки розподілу абсолютної швидкості в робочому колесі (Площина В)

а



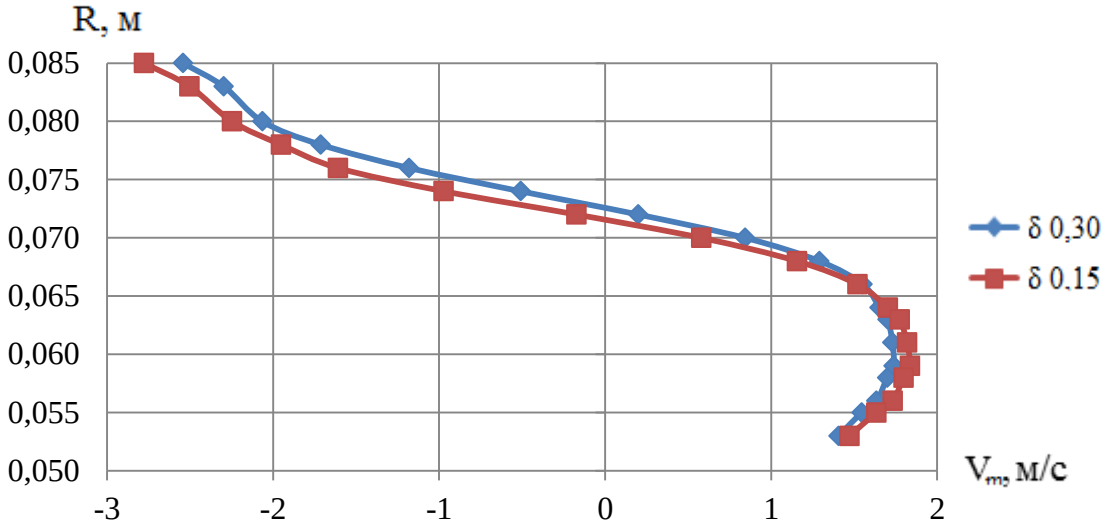
1,0Q

б



0,6Q

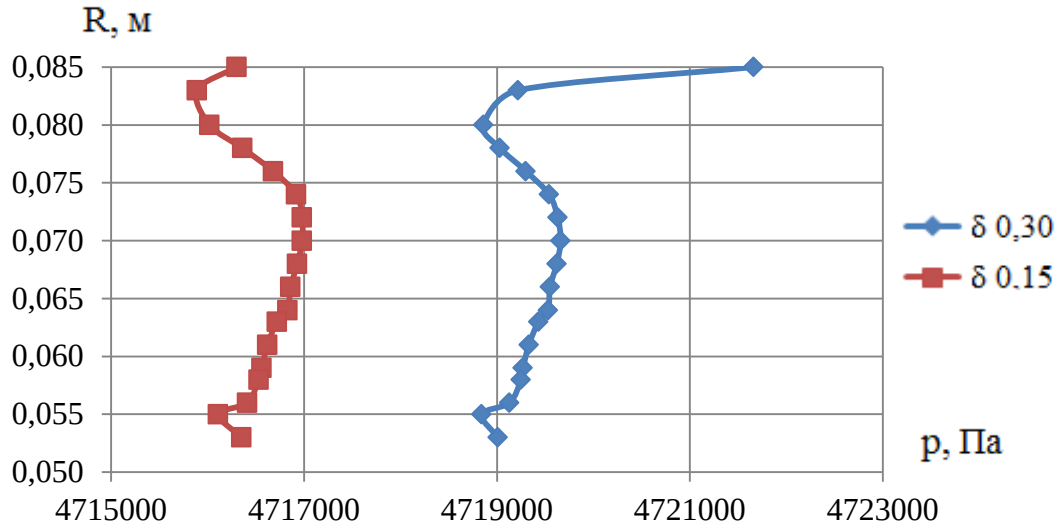
в



0,2Q

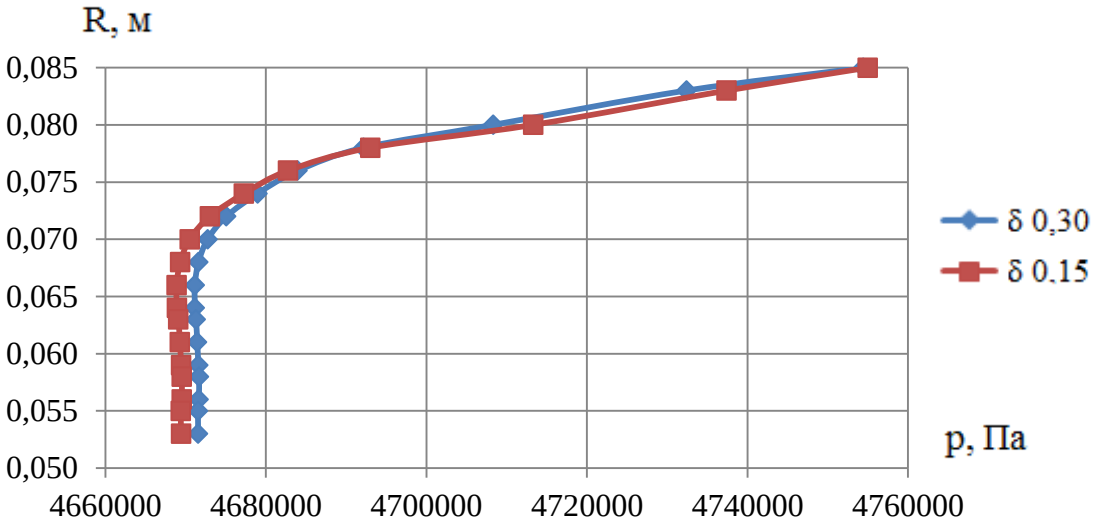
Рисунок 8.16 – Графіки розподілу меридіанної швидкості в робочому колесі (Площина В)

а



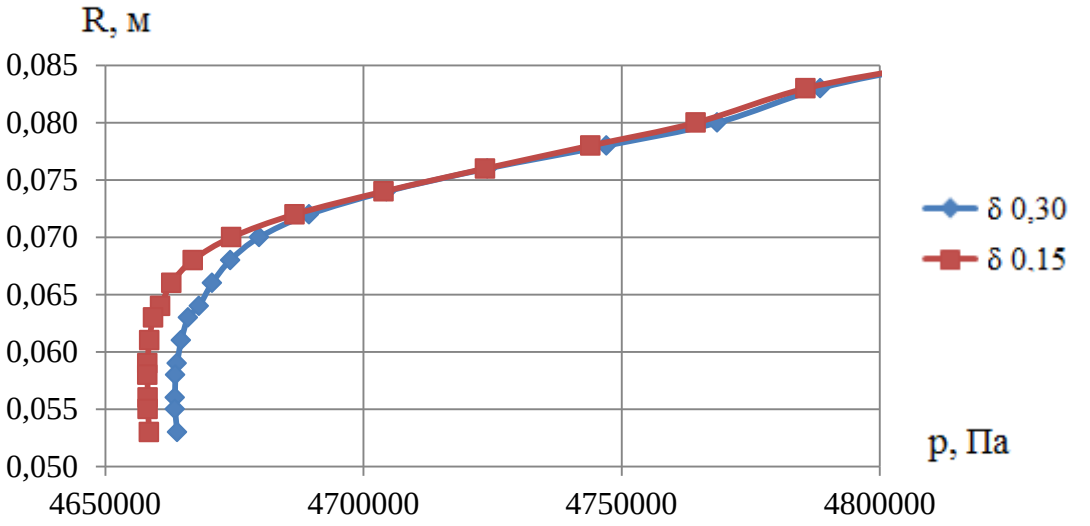
1,0Q

б



0,6Q

в



0,2Q

Рисунок 8.17 – Графіки розподілу повного тиску в робочому колесі (Площина В)

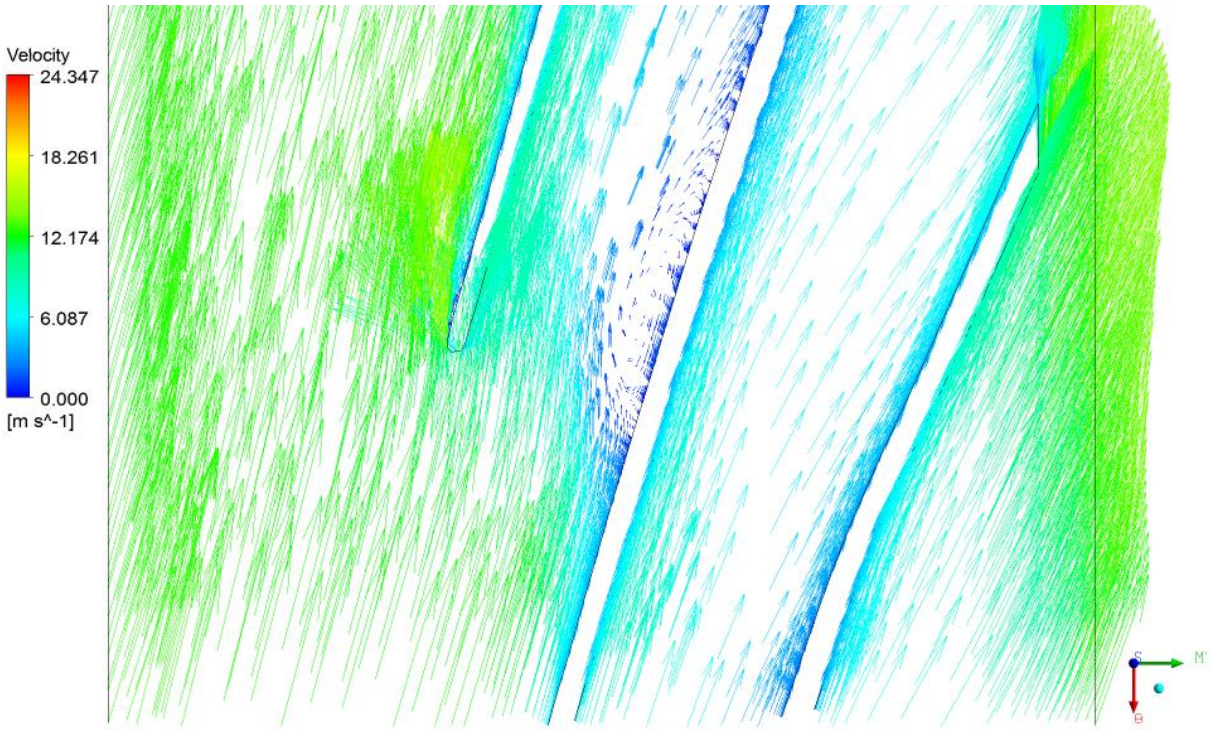


Рисунок 8.18 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,30 мм; режим 1,0Q)

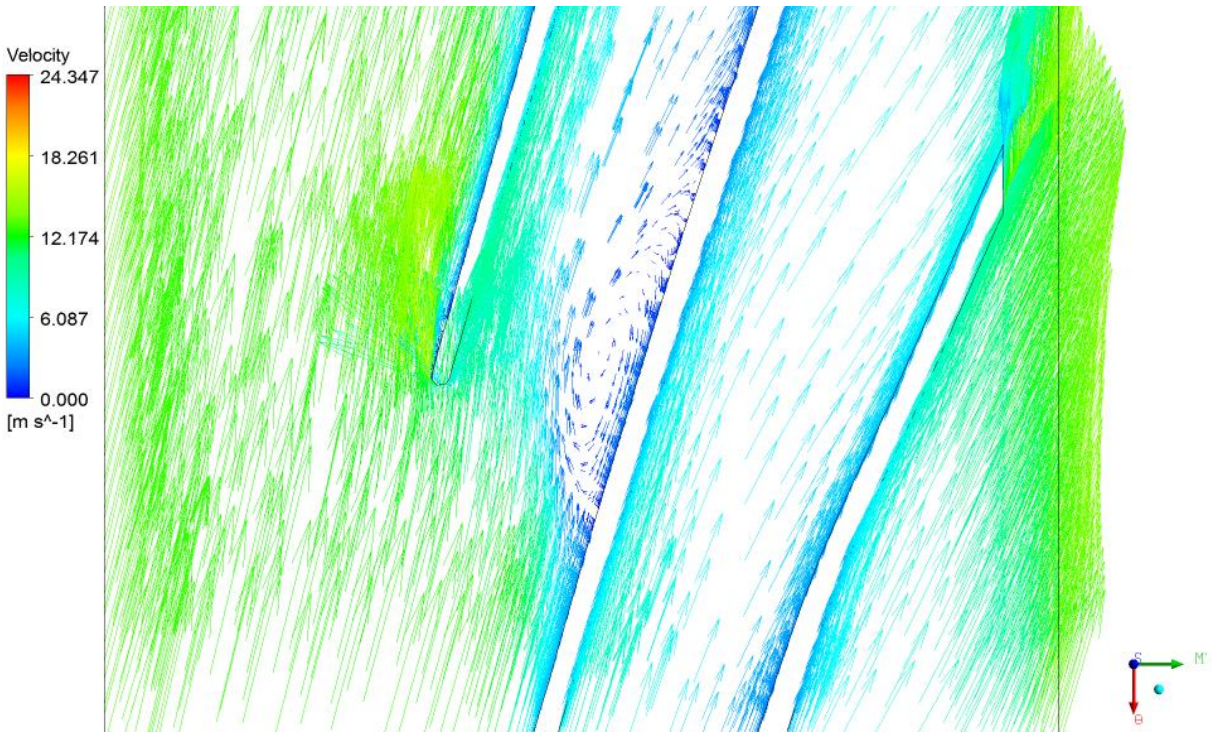


Рисунок 8.19 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,15 мм; режим 1,0Q)

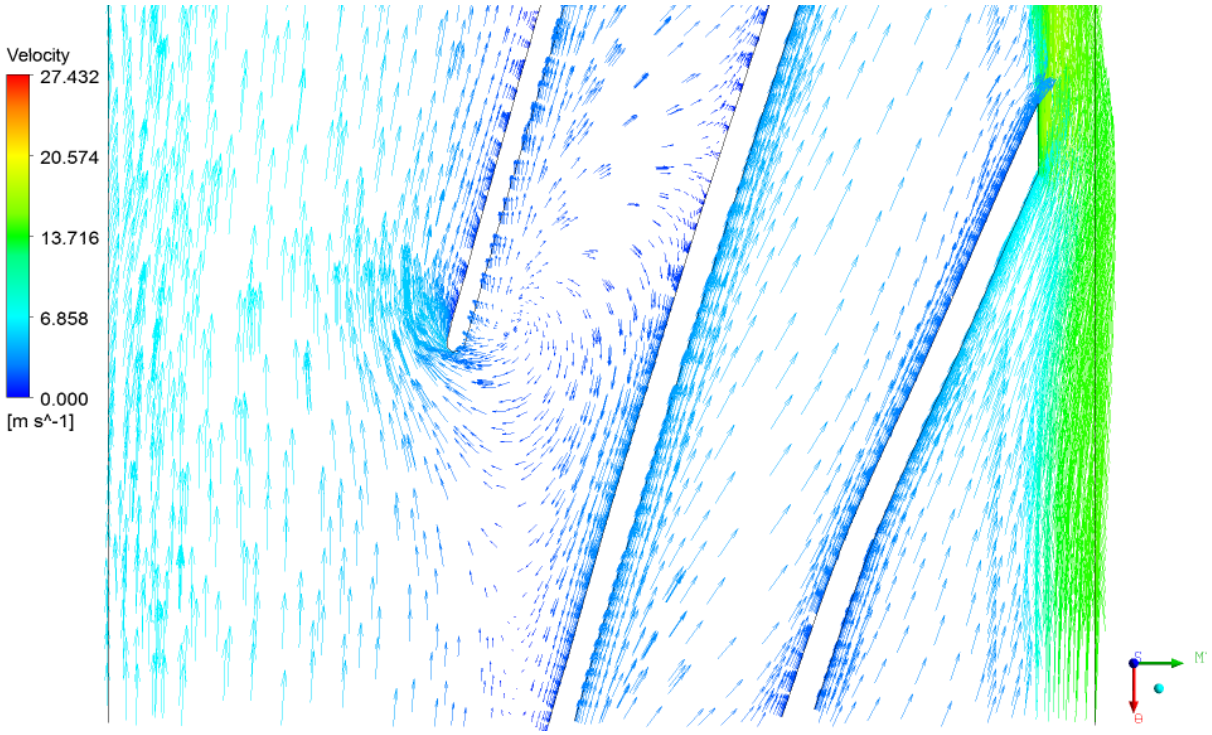


Рисунок 8.20 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,30 мм; режим 0,6Q)

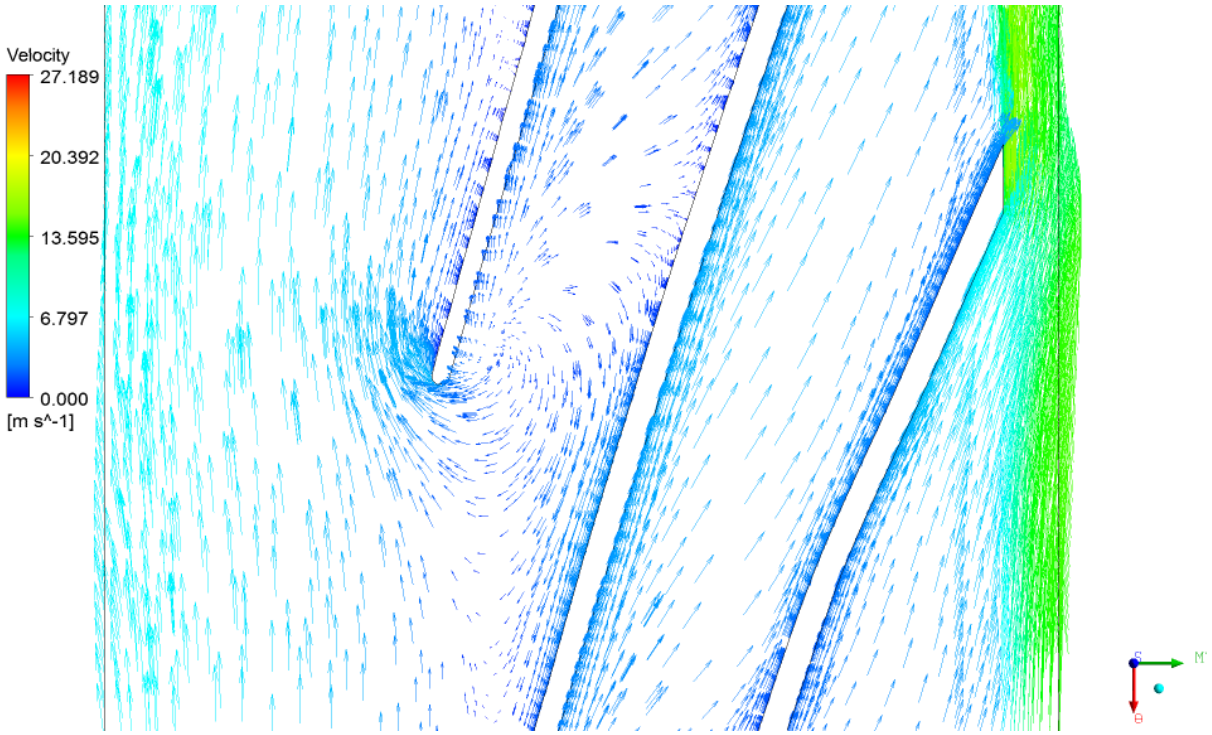


Рисунок 8.21 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,15 мм; режим 0,6Q)

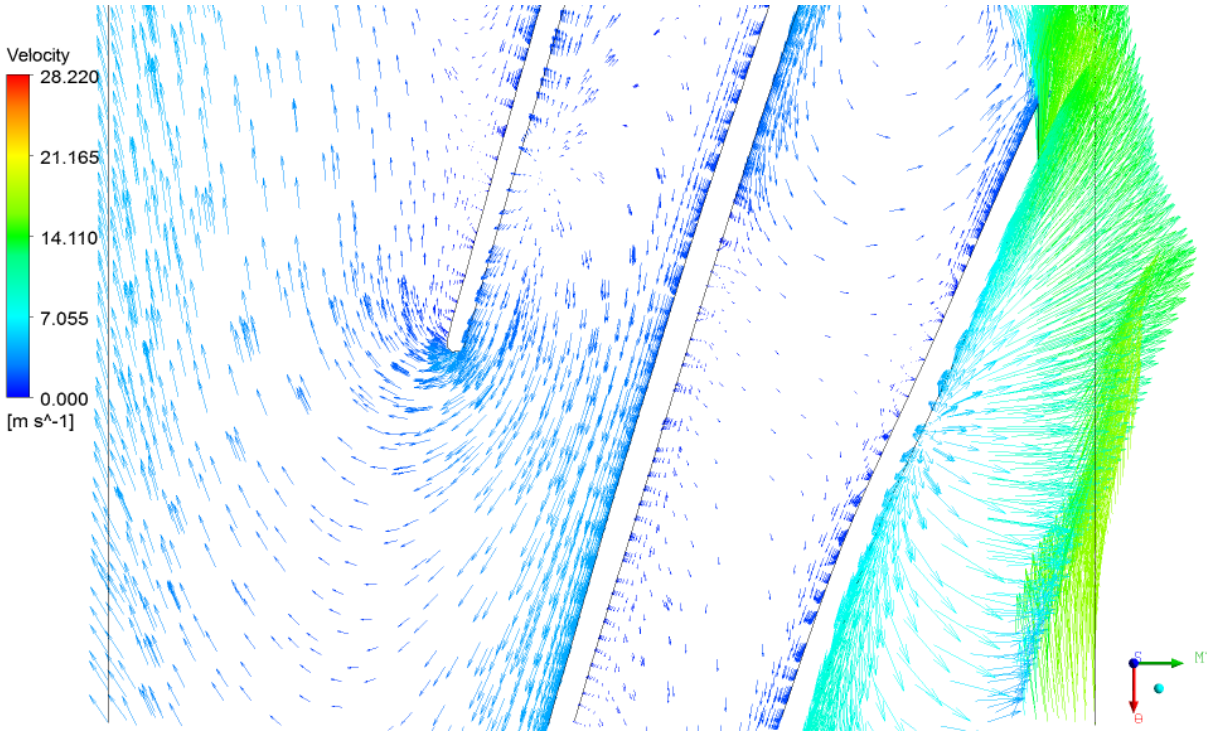


Рисунок 8.22 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,30 мм; режим 0,2Q)

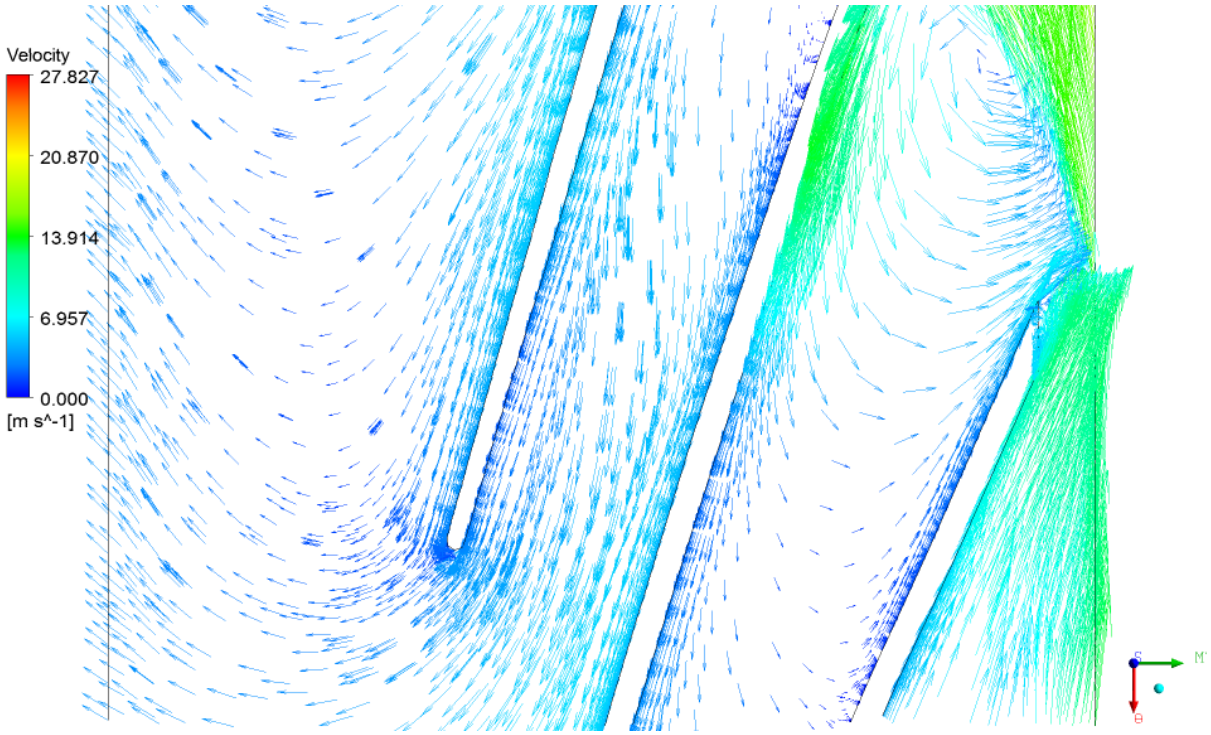


Рисунок 8.23 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо біля покривного диску(радіальний зазор 0,15 мм; режим 0,2Q)

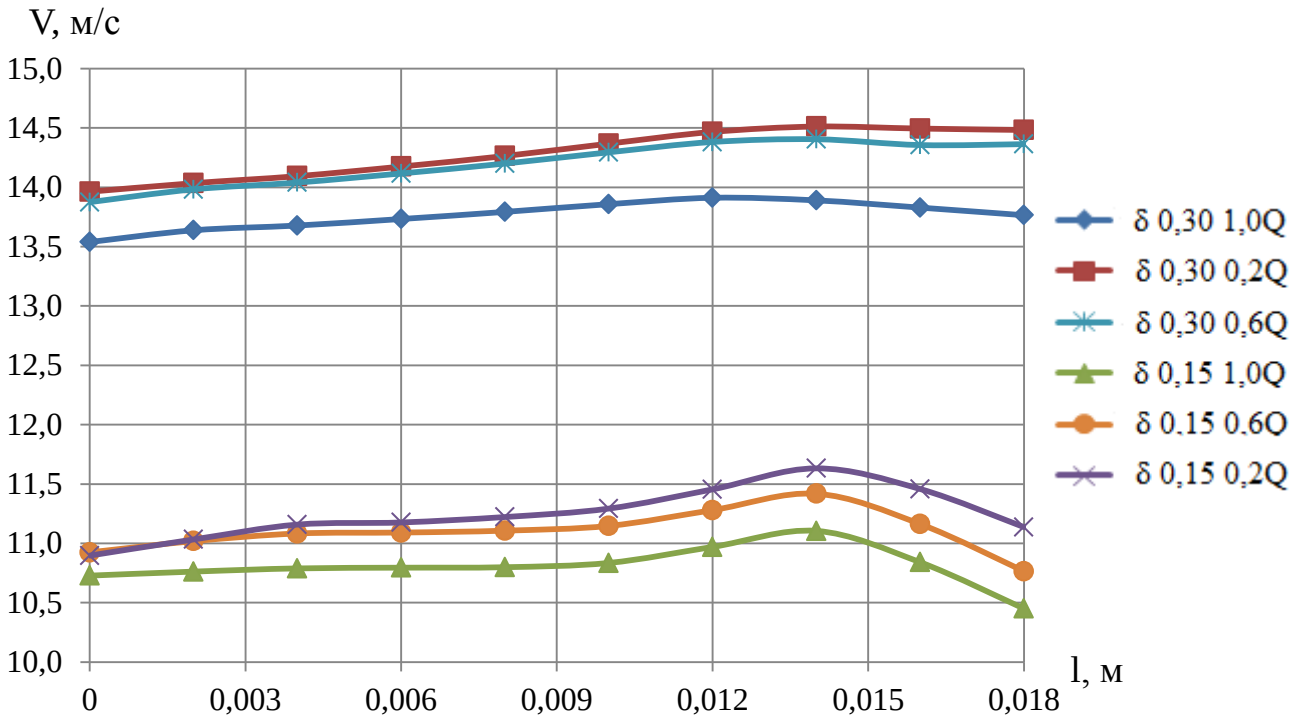


Рисунок 8.24 – Графіки розподілу абсолютної швидкості в зазорі шпаринного ущільнення (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса)

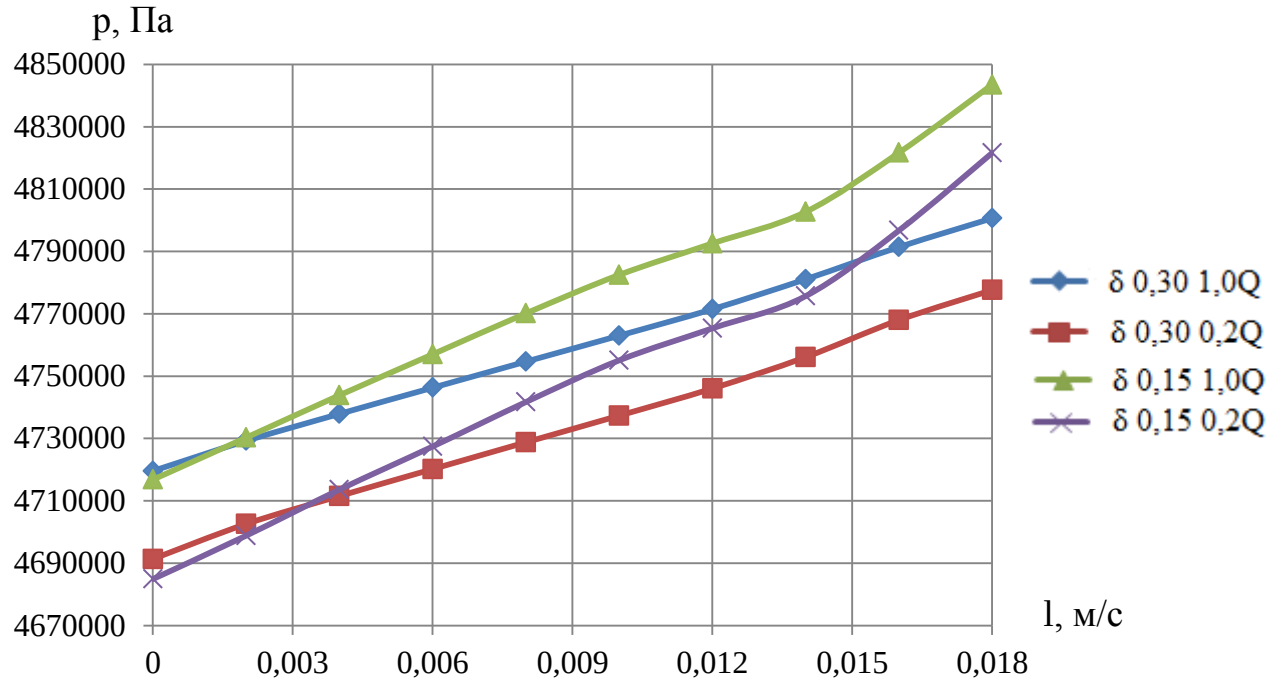


Рисунок 8.25 – Графіки розподілу статичного тиску в зазорі шпаринного ущільнення (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса)

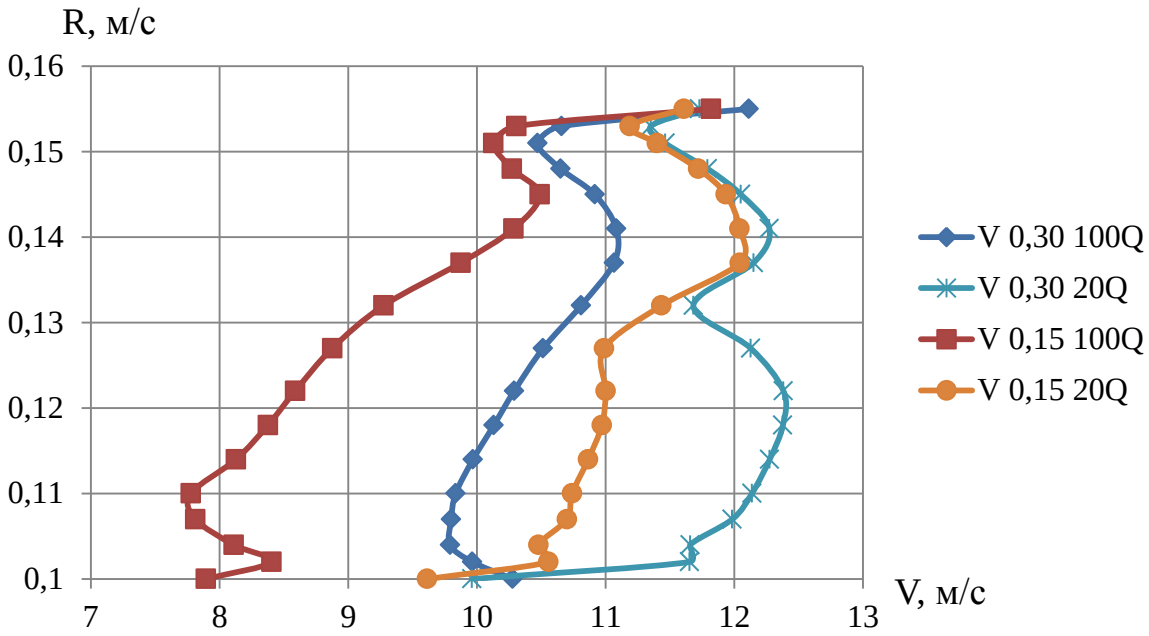


Рисунок 8.26 – Графіки розподілу абсолютної швидкості в пазусі між корпусом та робочим колесом (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса) (Площина Г)

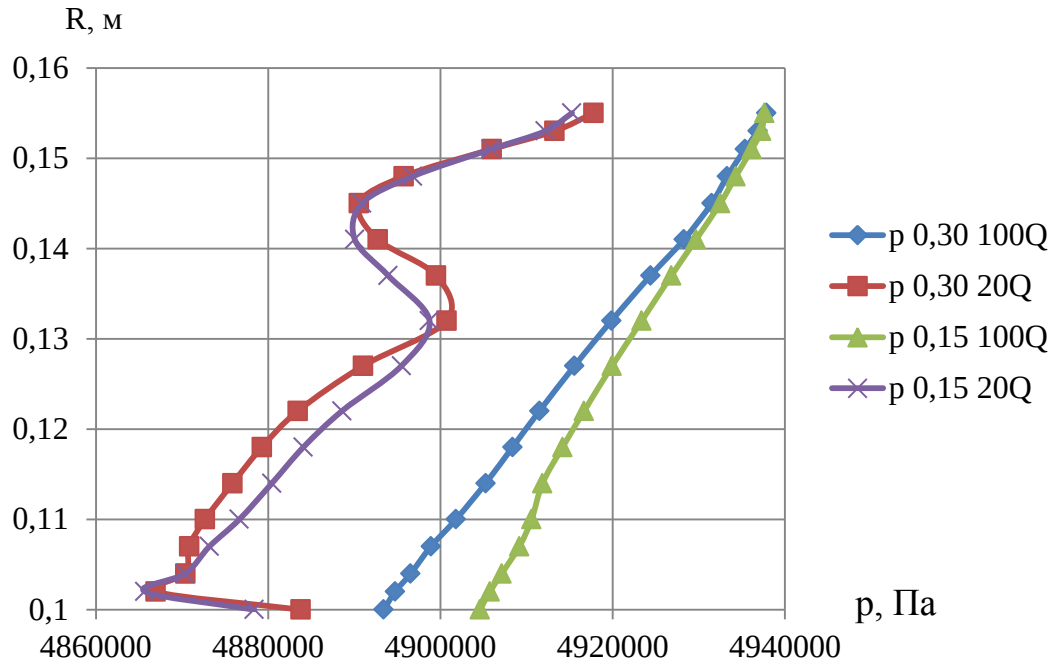


Рисунок 8.27 – Графіки розподілу статичного тиску в пазусі між корпусом та робочим колесом (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса) (Площина Г)

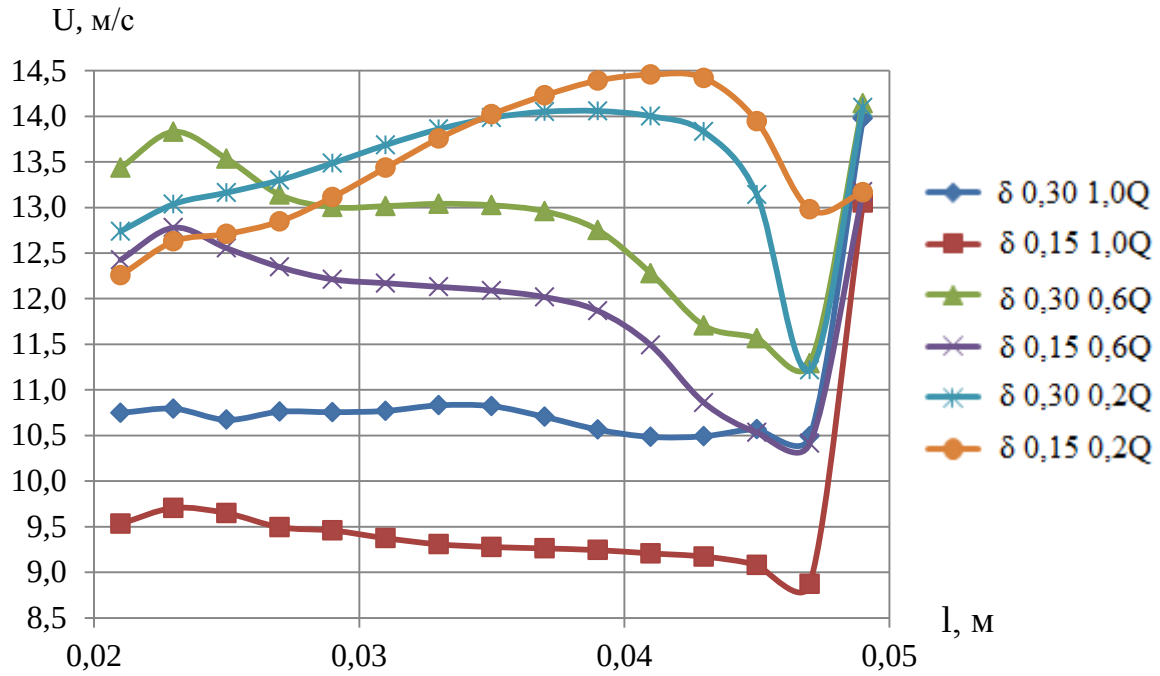


Рисунок 8.28 – Графіки розподілу колової швидкості в пазусі між корпусом та робочим колесом (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса)

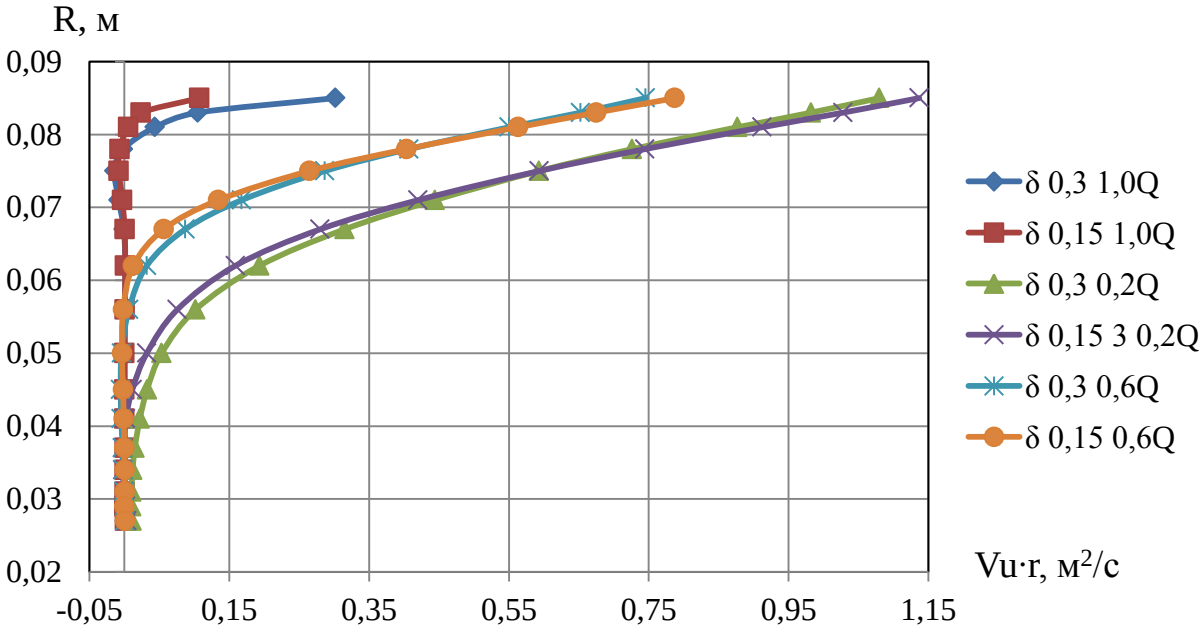


Рисунок 8.29 – Графіки розподілу моменту швидкості на вході в робоче колесо(при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса) (Площина Б)

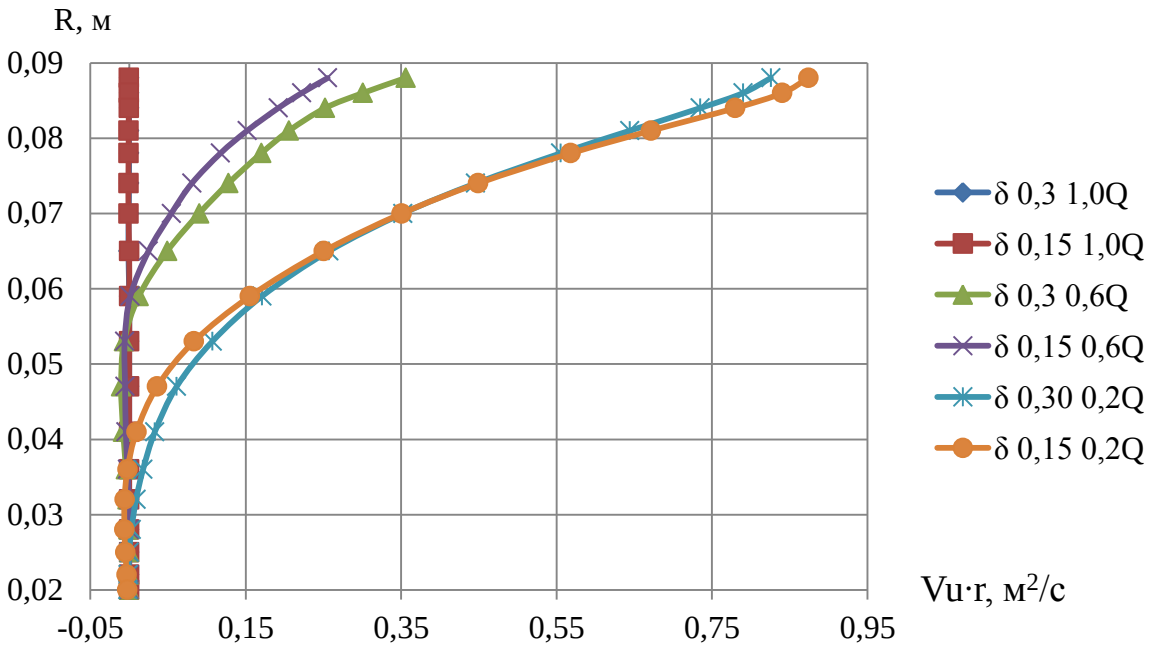


Рисунок 8.30 – Графіки розподілу моменту швидкості на вході в насос (при різних значеннях зазорів та режимах роботи насоса) (Площина А)

9 Охорона праці

Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що можуть виникати при обслуговуванні насоса.

Шкідливий виробничий фактор – фактор середовища і трудового процесу, вплив якого на працюючого за певних умов може викликати професійне захворювання, тимчасове або стійке зниження працездатності, підвищити частоту соматичних і інфекційних захворювань, призвести до порушення здоров'я нащадків[23].

Небезпечний виробничий фактор – фактор середовища і трудового процесу, вплив якого на організм людини в певних умовах може призвести до травми або іншого раптового погіршення здоров'я.

При роботі й обслуговуванні насосних агрегатів небезпечними і шкідливими виробничими факторами за ГОСТ 12.0.003 – 74 можуть бути[19]:

- електрична небезпека;
- механічна небезпека;
- пожежна небезпека;
- шум і вібрація.

Більш детально деякі з факторів:

Електрична небезпека

Основними джерелами ураження електричним струмом при експлуатації і обслуговуванні агрегату є електричний струм, який підводиться для живлення двигуна агрегату.

Механічна небезпека

Механічна небезпека в основному пов'язана з рухомими частинами агрегата, тому для забезпечення безпеки всі обертальні частини приховані, що не дає змоги вільного доступу до них.

Пожежна небезпека

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

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

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

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

Шум і вібрація

Вібрацією називають будь-які механічні коливання пружних тіл або коливальні рухи механічних систем, які проявляються у їх переміщенні в просторі або в змінні їх форми.

Причини вібрації в насосі можуть бути наступні:

- порушення правил експлуатація насоса;
- неправильне центрування з привідним механізмом (насосом);
- незадовільний стан (або неякісне виготовлення) сполучної муфти, знос пальців;
- дисбаланси робочого колеса насоса, особливо часто зустрічається у насосів з високою частотою обертання або насосів з динамічно 108в.108д балансованим робочим колесом;
- дисбаланс ротора електричного двигуна;
- дефект підшипників насоса або електродвигуна;
- дефекти фундаменту і фундаментної рами агрегату;

Аналізуючи шкідливі та небезпечні фактори важливо виконувати заходи безпеки для профілактики професійних захворювань та нещасних випадків.

Заходи безпеки:

- Вимоги правил охорони праці повинні бути передбачені в проекті насосного обладнання, згідно з яким визначають розміщення обладнання і встановлюють проходи до агрегатів, вибирають освітлення, вентиляцію та ін;
- У приміщенні насосної станції повинні бути в робочому стані необхідні протипожежні засоби (ящик з піском, вогнегасник та ін.);
- Якщо на агрегатах виконуються ремонтні роботи, необхідно вжити попереджувальних заходів щодо запобігання їх ввімкненню;
- Стропування насосу, насосного агрегату необхідно проводити згідно із схемою креслення;
- При експлуатації агрегат необхідно заземлити;
- При роботі агрегату всі рухомі частини повинні бути огороджені;
- Робота насосного агрегату без запірної арматури не допускається;
- При проведенні ремонтних робіт двигун повинен бути відімкнений від електричної мережі;
- При роботі насоса необхідно регулярно контролювати витоки рідини через ущільнення. Якщо вони більші за норму, насосний агрегат необхідно зупинити і провести заміну набивки;
- На робочих місцях у виробничих приміщеннях необхідно розробити заходи щодо зниження шуму і вібрації;
- При нещасних випадках необхідно надати першу допомогу потерпілому, а потім повідомити особу, відповідальну за техніку безпеки;
- У приміщенні насосної станції повинна бути аптечка з необхідними медикаментами для надання першої допомоги у разі нещасних випадків;
- Вмикання і вимикання насосних агрегатів повинно виконуватися з відома диспетчера або старшого зміни.

Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції

Відповідно до НПАОП 41.0-1.01-79 ці роботи належать до робіт підвищеної небезпеки, на які потрібно оформлювати наряд-допуск на підвищену небезпеку.

Водночас згідно з НПАОП 0.00-5.11-85 зазначені роботи належать до газонебезпечних робіт, які вимагають оформлення наряду-допуску на проведення газонебезпечних робіт. Інші вказані вимоги відповідно до[20, 21]

Місце проведення вогневих робіт має бути очищене від горючих речовин та матеріалів у радіусі, вказаному у таблиці:

Таблиця 9.1

Висота точки зварювання над рівнем підлоги чи прилеглої території, м	0 – 2	2	3	4	6	8	10	Понад 10
Мінімальний радіус зони, м	5	8	9	10	11	12	13	14

Розміщені в межах указаних радіусів будівельні конструкції, настили підлог, оздоблення з матеріалів груп горючості Г2, Г3, Г4, а також горючі частини обладнання та ізоляція мають бути захищені від потрапляння на них іскор металевими екранами, покривалами з негорючого теплоізоляційного матеріалу чи в інші способи і в разі необхідності политі водою .

З метою виключення потрапляння розпечених часток металу в суміжні приміщення, на сусідні поверхи, близько розташоване устаткування всі оглядові, технологічні й вентиляційні люки, монтажні та інші отвори в перекриттях, стінах і перегородках приміщень, де здійснюються вогневі роботи, повинні бути закриті негорючими матеріалами.

Приміщення, в яких можливе скупчення парів ЛЗР, ГР та горючих газів, перед проведенням вогневих робіт повинні бути провентильовані.

Двері, що з’єднують приміщення, де виконуються вогневі роботи, з суміжними приміщеннями, повинні бути зачинені.

Місце для проведення зварювальних та різальних робіт у приміщеннях, у конструкціях яких використані горючі матеріали, має бути обгороджене суцільною перегородкою з негорючого матеріалу. При цьому висота перегородки повинна бути не менше 1,8 м, а відстань між перегородкою та підлогою – не більше 50 мм. Для запобігання розлітанню розпечених часток цей зазор повинен бути обгороджений сіткою з негорючого матеріалу з розміром чарунок не більше 1,0 х 1,0 мм.

Під час проведення вогневих робіт у вибухопожежонебезпечних місцях має бути встановлений контроль за станом повітряного середовища шляхом проведення експрес-аналізів із застосуванням газоаналізаторів.

Під час перерв у роботі, а також у кінці робочої зміни зварювальна апаратура повинна відключатися від електромережі, шланги від'єднуватися і звільнятися від горючих рідин та газів, а у паяльних лампах тиск повинен бути повністю знижений. Після закінчення робіт уся апаратура й устаткування мають бути прибрані в спеціально відведені приміщення (місця) .

Вогневі роботи дозволяється проводити на відстані не ближче 15 м від відчинених отворів фарбувальних та сушильних камер. Місце зварювання слід обгороджувати захисним екраном.

Забороняється:

- приступати до роботи при несправній апаратурі;
- розміщувати постійні місця для проведення вогневих робіт у пожежонебезпечних та вибухопожежонебезпечних приміщеннях;
- допускати до зварювальних та інших вогневих робіт осіб, які не мають кваліфікаційних посвідчень та не пройшли у встановленому порядку навчання за програмою пожежно-технічного мінімуму та щорічної перевірки знань з одержанням спеціального посвідчення;
- проводити зварювання, різання або паяння свіжопофарбованих конструкцій та виробів до повного висихання фарби;

- виконуючи вогневі роботи, користуватися одягом та рукавицями зі слідами масел та жирів, бензину, гасу й інших ГР;
- зберігати у зварювальних кабінах одяг, ГР та інші горючі предмети і матеріали;
- допускати стикання електричних проводів з балонами зі стисненими, зрідженими й розчиненими газами;
- виконувати вогневі роботи на апаратах і комунікаціях, заповнених горючими й токсичними матеріалами, а також на тих, що перебувають під тиском негорючих рідин, газів, парів та повітря або під електричною напругою;
- проводити вогневі роботи на елементах будинків, виготовлених із металевих конструкцій з горючими й важкогорючими утеплювачами.

Розрахунок необхідного часу на евакуацію людей із приміщення лабораторії кафедри ПГАМ під час пожежі

Розрахунок та додаткові данні взяті відповідно до[4]

Вихідні дані:

Механічний цех, який за пожежною небезпекою належить до категорії Д, розташований в одноповерховій будівлі зі ступенем вогнетривкості IIIб.

Загальна кількість осіб що перебуває в приміщенні — 45 чол.;

довжина цеху a = 70 м;

ширина цеху b = 25 м;

висота цеху h = 5 м;

Об’єм приміщення – 8750 $м^3$;

Кількість евакуаційних виходів – 3 шт;

Ширина евакуаційних виходів – 4,5 м;

Середня ширина проходів δ – 1 м;

Середня кількість осіб на вихід N- 15 чол.;

Найбільша відстань від робочого місця до евакуаційного виходу l- 20 м;

Кількість працівників на 1 м ширини виходу m- 180 чол.;

Середня площа горизонтальної проекції людини f – 0,125

Розв’язання

Перевіряємо необхідну ширину евакуаційного виходу:

$$B=N/m=15/180=0,083 \text{ м} \quad (9.1)$$

За умовою ширина евакуаційних виходів більша за розрахункову.

Визначимо щільність людського потоку у проході:

$$D = (N\cdot f)/(l\cdot \delta) = (15\cdot 0,125)/(20\cdot 1)=0,1 \text{м}^2/\text{м}^2 \quad (9.2)$$

Відповідно до щільність людського потоку швидкість потоку 80 м/113в..

Визначаємо час евакуації:

$$t=l/v=20/80=0,25 \text{ хв} \quad (9.3)$$

Таким чином, розрахунковий час евакуації працівників із механічного цеху становить близько 15с, необхідний же час евакуації при заданих умовах не обмежується.

Висновки

В ході виконання магістерської роботи було досягнуто (основні висновки):

1. Виконаний чисельний експеримент, для дослідження впливу зазору в передньому шпаринному ущільненні на структуру потоку. Чисельне дослідження проводилось для значень радіальних зазорів від 0,15 - 0,30 мм, детальніше всі етапи проведення дослідження описані в п. 7.

2. Проведена візуалізація течії на вході в робоче колесо (рис. 8.4 – 8.9) для різних величин зазорів в шпаринних ущільненнях. Отримана візуалізація дозволила отримати «якісний» результат, проаналізувавши який можна сказати що, зазор має непрямий вплив на потік рідини та характеристики, прямий вплив має величина витоків. Порівнявши рисунки 8.4 та 8.5 (режим 1,0Q; зазори 0,15 та 0,30) можна помітити незначне зменшення впливу витоку на основний потік перед входом в робоче колесо, більш значний вплив можна спостерігати на рисунках 8.7 та 8.9 (режим 0,2Q; зазори 0,15 та 0,30). Підсумовуючи можна сказати що, існує явний вплив витоків на структуру потоку на вході в робоче колеса, та в ньому самому на режимах недовантаження.

3. Отримані графіки розподілу полів швидкостей (абсолютної, меридіанної), а також полів тиску (статичного, повного)(рис. 8.10-8.17). Місця зняття параметрів приведені на рисунку 8.1. Дані графіки дозволили «кількісно» проаналізувати вплив витоків на потік рідини. В результаті чого було чисельно підтверджено те що, величина витоків впливає на розподіл швидкостей, та тисків на вході в робоче та в ньому самому, на режимах недовантаження.

4. Отримані напірна та енергетична характеристики(рис. 8.2, 8.3) для різних значень зазорів, з яких видно при зменшенні зазору відбувається підвищення напору та к.к.д. Проаналізувавши отримані данні можна сказати, що найбільш оптимальне значення радіального зазору становить 0,25 мм. Тому що величина к.к.д. при розрахунковому режимі (200м^3/год [1,0Q]) становить 84,62%, що на 0,95% менше від значення при зазорі 0,15 мм. Також величина западання даної

характеристики менша в порівнянні з іншими (рис. 8.2). Виконання такого зазору є технологічнішим в порівнянні з 0,15мм.

Проміжні висновки:

1. Провівши чисельне дослідження було отримано графік розподіл колової швидкості в пазусі між робочим колесом та корпусом (рис. 8.28). На розрахунковому режимі (1,0 Q) для різних зазорів колова швидкість постійна по всій ширині пазухи. Підтверджується твердження Ломакіна про розподіл швидкості в пазусі.

2. Підтвердилось твердження про виникнення явища рециркуляції на нерозрахункових режимах, тобто при натіканні потоку на лопаті на вході змінились кути натікання - це можна спостерігати на рисунках 8.19 - 8.23, в потоці присутні від’ємні складові меридіанної швидкості , а самі зворотні токи можна спостерігати на рисунках 8.6-8.9; 8.20-8.23. Всі вище перераховані фактори свідчать про наявність рециркуляції.

3. Також підтвердилось твердження про те ,що момент швидкості на вході Vu·r величина постійна на розрахунковому режимі (рис. 8.29-8.30).

Список використаної літератури

1. Михайлов А. К., Малюшенко В. В, Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977. 288 с. с ил.

2. Модернізація насоса КШ 125-315 з метою підвищення економічності [Електронний ресурс], – 2018. – Режим доступу: https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/70296

3.Лопастные насосы: Справочник / Под редакцией В.А.Зимницкого, В.А.Умова - Л.: Машиностроение, 1986. – 334с

4. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. -220с.

5. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин А.А. ; [изд. второе, перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

6. API STD 610 - 2010-09 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industry [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://www.karoonkhozestan.com/images/upload_image/1455617220_api-610-11th.pdf

7. Evaluating the Long-Term Performance of Composite Wear Rings in Centrifugal Pumps Robert Aronen, Boulden International Martin Russek, Sunoco. [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/162616/Evaluating%20the%20Long-Term%20Perfomance%20of%20Composite%20Wear%20Rings.pdf?sequence=1&isAllowed=y

8. Fraser, Warren H. (1981). Flow Recirculation In Centrifugal Pumps. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories.[Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/163728

9. Gülich JF, Pace SE: Solving pump problems related to hydraulic instabilities and cavitation. EPRI Power Plant Pumps Symp, Tampa, June 26-28, 1991

10. Nelson, W. Ed (1984). Maintenance And Troubleshooting Of Single-Stage Centrifugal Pumps. Turbomachinery Laboratories, Department of Mechanical

Engineering, Texas A&M University.[Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/164369

11. Operating rotodynamic pumps away from design conditions / European Association of Pump Manufacturers. // Elsevier Advanced Technology. - Oxford., UK, – 2000. – 52 p.

12. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Проектирование центробежного рабочего колеса» по курсу «Расчет и проектирование насососв» для студентов специальностей 12.11 дневной и вечерней формы обучения/ сост. Н.К Ржебаева – Харьков: ХГУ, 1991. – 44.

13. Дунаев П. Ф Конструирование узлов и деталей машин /П. Ф Дунаев , О. П. Леликов: учебное пособие для машиностроительных вузов. – М.: Высшая школа, 1985.

14. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов /под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.

15. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. В. Шор. – М.: Машиностроение, 1979.

16. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа : [учебник для вузов] / Л.Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.

17. Gulich J. F. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957 s.

18. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Електронний ресурс], – 2010. – 261 p. – Режим доступу : http://www.ansys.com.

19. Система стандартів безпеки праці [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://legalexpert.in.ua/standarty-i-normativi/ministerstva-i vedomstva/gost/8837-120003-74.html

20. Правила техніки безпеки при експлуатації систем водопостачання та водовідведення населених місць [Електронний ресурс] – Режим доступу до

ресурсу: https://dnaop.com/html/44405/doc%D0%9D%D0%9F%D0%90%D0%9E%D0%9F_41.0-1.01-79

21. Типова інструкція з організації безпечного ведення газонебезпечних робіт [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://dnaop.com/html/1295/doc%D0%9D%D0%9F%D0%90%D0%9E%D0%9F_0.00-5.11-85

22. Методичні вказівки до практичного заняття “ Евакуація людей із приміщень і будівель” з дисципліни “Охорона праці в галузі та цивільний захист” для студентів спеціальностей 121 – «Інженерія програмного забезпечення», 113 «Прикладна математика» денної форми навчання/ Укладач: Левчук К.О. м. Кам’янське , ДДТУ, 2018. – 15 с.

23. Шкідливі та небезпечні фактори [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://web.archive.org/web/20120316021004/http://jobsafety.com.ua/ids_op/date_full/1039_2531_1.html5