

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Ю. Л. МОШЕНЦЕВ, О. А. ГОГОРЕНКО

ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

Методичні вказівки

Рекомендовано Методичною радою НУК

УДК 621.694.3

Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А. Проектування відцентрового насосу: Методичні вказівки. – Миколаїв: НУК, 2009. – 56 с.

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

Методичні вказівки містять приклад розрахунку ступеня відцентрового насосу з циліндричними лопатями. Наведено спосіб розрахунку та побудови теоретичних профілів перетинів усіх елементів гідравлічного тракту насосу з трапецієвидною формою поперечного перетину спірального відводу.

Методичні призначені для виконання розрахункових завдань, курсового та дипломного проектів, а також для самостійної роботи студентів денної та заочної форм навчання з дисциплін “Суднові допоміжні механізми”, “Агрегати ДВЗ” та “Нагнітачі”, спеціальностей 8.090210 і 8.090509.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевський

Згідно з наказом ректора НУК № 08 від 09.01.2008 методичні вказівки публікуються в авторській редакції і відповідальність за їх редагування несе автор.

Миколаїв 2009

© Видавництво НУК, 2009

ВСТУП (до методичних вказівок)

Відцентрові насоси складають вельми обширний клас насосів, які мають найширше застосування в системах охолодження ДВЗ, а також в енергетичних установках з ДВЗ різного призначення. Крім того, вони широко використовуються в багатьох галузях промисловості і народного господарства. Відцентрові насоси звичайно добре працюють з чистими і рідкими рідинами, хоча у разі потреби непогано працюють і з відносно забрудненими рідинами. Цим вони добре відрізняються від об'ємних насосів, які відносно погано працюють з забрудненими рідинами та з рідинами, що погано змащують робочі органи насосів. У той самий час відцентрові насоси, на відміну від об'ємних, не можуть працювати з густими та в'язкими рідинами.

Область ефективного застосування відцентрових насосів просто визначається через значення коефіцієнту швидкохідності n_s . Зокрема, відцентрові насоси з циліндричною формою лопатей слід використовувати у діапазоні $n_s = 50 \dots 100$ [1]. Цей діапазон є найбільш придатним для більшості насосів систем охолодження ДВЗ, і насоси відповідного типу є найпоширенішими серед інших, які теж використовують у подібних системах, але порівняно у менших кількостях. Зокрема, для великих ДВЗ інколи застосовують відцентрові насоси з лопатями двоякої кривизни. Їх проектування має певні відмінності і є дещо складнішим, хоча може бути відносно легко опановане на підставі наданої нижче методики.

Таким чином, у даній роботі розглядається методика проектування найбільш поширеної групи відцентрових насосів, де містяться

усі основні елементи проектування насосів такого типу. Опанування цієї методики необхідне для фахівців, що проектують сучасні ДВЗ та установки з ДВЗ різного призначення. Крім того, знання основи проектування найбільш поширеного типу відцентрових насосів буде корисним для фахівців багатьох галузей, де звичайно застосовують насоси такого типу.

Курсовий проект починається з завдання. Далі надається загальний вид бланку завдання.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова
МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра ДВЗ

Завдання

на виконання курсового проекту з дисципліни
«Суднові допоміжні механізми»

Виконати проект відцентрового насосу

Розхід насосу $Q = \underline{100}$ м³/год;

Питома робота $L = \underline{370}$ Дж/кг;

Максимальна висота всмоктування $h_{вс} = \underline{5,0}$ м;

Призначення насосу – для системи побутового водопостачання – прісної побутової води. Температура води $t_w = \underline{20}$ °С.

I. Розрахунково-пояснювальна записка (35...40 аркушів формату А4):

Завдання

Вступ

1. Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta I_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s .
2. Визначення основних розмірів робочого колеса.
3. Розрахунок і побудова меридіанного перетину робочого колеса.
4. Розрахунок і побудова середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.
5. Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot C_u = \text{const}$.
6. Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насоса.
7. Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення.

Висновок по проекту

Література

II. Графічна частина:

- розріз насосу вздовж вісі ротора (1 арк., формат А1);
- побудова вхідних і вихідних трикутників швидкостей (2 арк., формат А4);
- побудова меридіанного перерізу робочого колеса (1 арк., формат А4);
- побудова лопаті робочого колеса в плані (1 арк., формат А4);
- побудова спірального відвідного каналу трапецієвидної форми (1 арк., формат А3).

Строк здачі проекту: _____

Виконавець студент: _____ гр. _____

Лектор _____

Керівник _____

Вступ

*Проектування насосу виконується при заданих значеннях розходу Q та питомої роботи L на одміну від реальної постановки задачі, де такі параметри розраховуються. При цьому задано призначення насосу (система побутового водопостачання прісної води). Це, так само як і в реальному проектуванні, враховується через обрання відповідних значень ряду коефіцієнтів.

Метою роботи, з точки зору начального процесу, є набуття досвіду проектування відцентрового насосу. Ціллю, з тої ж самої точки зору, є виконання курсового проекту відцентрового насосу на основі використання наданих навчальних матеріалів та методик. Проектування закінчується отриманням основних конструктивних, гідравлічних та механічних параметрів насосу на рівні ескізного проекту такого гідравлічного механізму, що відповідає заданим умовам його застосування у певній системі (у даному прикладі – побутового водопостачання прісної води).*

Згідно з завданням проектується насос системи водопостачання прісної побутової води зі звичайною температурою. Цей насос повинен розміщуватися над рівнем рідини у ємності де тиск повітря над рівнем рідини звичайний. Такий насос буде за звичай мати привід від електродвигуна перемінного струму.

Цілю проектування є розрахунок та побудова теоретичних профілів основних елементів проточної частини насосу, до яких належить колесо та спіральний відвідний канал. На підставі цих елементів у проекті виконано розріз насосу з дотриманням розмірів та особливостей конструкції. Конструкція насосу розроблена на підставі рис. 3* зі збірника креслень, затвердженого викладачем.

Всі розміри насосу знаходилися через використання наданої кафедрою комп'ютерної програми розрахунку ступеня насосу, яка реалізована в середовищі *Microsoft® Excel*. Всі розрахунки, з урахуванням машинізації обчислень, робилися до отримання оптимальних параметрів насосу, що проектується.

Таким чином, насос створений для забезпечення усіх заданих основних параметрів та на підставі конструкції, що придатна для його реалізації під задану функцію. Він може без обмежень працювати в системі водопостачання з заданою висотою всмоктування.

*Тут і далі дрібний шрифт застосовується як інформація викладача, яка не підлягає відображенню при створенні курсового проекту.

1. Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta I_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкохідності C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкохідності n_s

Критичний кавітаційний запас енергії насосу $\Delta I_{кр}$ обчислюємо за формулою

$$\Delta I_{кр} = \left(\frac{p_a - p_n}{\rho} - l_{тп} - g \cdot h_{вс} \right) \cdot \frac{1}{A},$$

де p_a – тиск на вільній поверхні рідини в резервуарі, Па. Вважаємо, що в резервуарі атмосферний тиск, тому приймаємо $p_a = 100000$ Па; p_n – тиск насичених парів рідини, яка перекачується, при заданій температурі, Па; вибираємо $p_n = 2338$ Па при $t_w = 20$ °С (з додатку 1); ρ – густина рідини, кг/м³; вибираємо $\rho = 998,23$ кг/м³ при $t_w = 20$ °С (з додатку 2); $l_{тп}$ – величина втрат в прийомному патрубку, м²/с²; $g = 9,8$ м/с² – прискорення вільного падіння; $h_{вс}$ – максимальна висота всмоктування, м ($h_{вс} = 5$ м, надана у завданні); $A = 1,15...3$ – коефіцієнт запасу [1]; приймаємо $A = 1,2$.

Величина втрат в прийомному патрубку

$$l_{тп} = l_l + \sum l_m,$$

де l_l – опір тертя, м²/с²; $l_m = \xi_m \cdot \frac{w^2}{2}$ – місцеві опори, м²/с².

За формулою Дарсі-Вейсбаха

$$l_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2},$$

де l – загальна довжина трубопроводу, м; d – його внутрішній діаметр, м; w – швидкість рідини в трубах, м/с; $\lambda = \frac{0,014}{d^{0,25}}$ – коефіцієнт опору тертя для шорстких труб (легка корозія).

Найбільша довжина трубопроводу і інші характеристики прийомного тракту повинні визначатися з урахуванням можливого застосування насосу. В нашому випадку дозволяється не проектувати систему, тож усі зазначені параметри для визначення $l_{тп}$ не можуть бути

обраховані точно. Виходячи з цього, значення $l_{тп}$ не рахуємо, а обираємо з рекомендацій [1]; приймаємо $l_{тп} = 4 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

На підставі всього зазначеного вище рахуємо

$$\Delta l_{кр} = \left(\frac{100000 - 2338}{998,23} - 4 - 9,8 \cdot 5 \right) \cdot \frac{1}{1,2} = 37,22 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

Значення коефіцієнта кавітаційної швидкохідності C обирається залежно від призначення насоса. Для нашого випадку $C = 800 \dots 1100$; обираємо $C = 860$.

При відомих $\Delta l_{кр}$, Q , C частоту обертів ротору насоса ω обчислюємо з виразу

$$\omega = \frac{C \cdot \Delta l_{кр}^{3/4}}{298 \cdot \sqrt{Q}}, \quad \omega = \frac{860 \cdot 37,22^{3/4}}{298 \cdot \sqrt{0,0278}} = 260,8 \text{ с}^{-1},$$

де $Q = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с} = 100/3600$.

Частота обертання ротору

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad n = \frac{30 \cdot 260,8}{3,14} = 2492 \text{ об/хв.}$$

З урахуванням того, що цей насос повинен мати електропривод, отримане значення потрібно відкоригувати до найближчого довідникового значення, яке притаманне звичайним електродвигунам відповідної потужності (потужність рахується нижче, але для нашої потреби її можна визначити попередньо, приблизно). Найближча частота для електродвигуна складатиме 2500 об/хв. (прийнята з додатку 3). Прийнятий електродвигун типу АОС52-2 задовольнить умови приводу насоса.

Відповідно кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad \omega = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,7 \text{ с}^{-1}.$$

Скориговане значення коефіцієнта кавітаційної швидкохідності C

$$C = 298 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{\Delta l_{кр}^{3/4}}, \quad C = 298 \cdot \frac{261,7 \cdot \sqrt{0,0278}}{37,22^{3/4}} = 862,9.$$

Отриманий коефіцієнт кавітаційної швидкохідності C не виходить за межі рекомендованих значень цього коефіцієнту для насосів з таким призначенням, що проектується ($C = 800 \dots 1100$), тому можна лишити $C = 862,9$.

Рахуємо коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 193,3 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{L^{3/4}}, \quad n_s = 193,3 \cdot \frac{261,7 \cdot \sqrt{0,0278}}{370^{3/4}} = 100.$$

Коефіцієнт швидкохідності n_s , згідно з вимогами про циліндричний профіль лопатей колеса насоса, повинен знаходитися в межах 50...100 [1]. Знайдене значення n_s входить до меж зазначеного діапазону.

Усі отримані нами значення провідних параметрів насоса задовольняють системі рівнянь

$$n_s = 193,3 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{L^{3/4}},$$

$$C = 298 \cdot \frac{\omega \cdot \sqrt{Q}}{\Delta l_{кр}^{3/4}},$$

$$\Delta l_{кр} = \left(\frac{p_a - p_{п}}{\rho} - l_{тп} - g \cdot h_{вс} \right) \cdot \frac{1}{A}.$$

Таким чином, для насоса остаточно обчислені наступні параметри: $n_s = 100$; $C = 862,9$; $\Delta l_{кр} = 37,22 \text{ м}^2/\text{с}^2$; $\omega = 261,7 \text{ с}^{-1}$; $n = 2500 \text{ об/хв.}$

2. Визначення основних розмірів робочого колеса

Розрахунок робочого колеса насоса можна умовно розділити на дві частини: визначення вхідних і вихідних розмірів колеса.

Вхідні параметри:

D_0 – діаметр входу в робоче колесо;

D_1 – діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса;

Δ_1 – товщина лопаті на вході;

β_1 – кут установки лопаті на вході.

Вихідні параметри:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

10

Δ_2 – товщина лопаті на виході з колеса;
 β_2 – кут установки лопаті на виході.

Вищезазначені параметри визначаються з використанням рівнянь витрати рідини та основного рівняння лопатевих насосів (рівняння Ейлера).

Для визначення основних розмірів робочого колеса (рис. 1) маємо наступні значення Q , L , ω , C , n_s .

Розрахунок слід розпочинати з визначення ККД насоса

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_{м.в.н.} \cdot \eta_{с.п.}$$

де η_r – гідравлічний ККД. Значення η_r сучасних насосів залежить від n_s і дорівнює 0,85...0,95; η_o – об'ємний ККД. Середнє значення $\eta_o = 0,9 \dots 0,98$; $\eta_{м.в.н.}$ – коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса о воду; $\eta_{с.п.}$ – коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках.

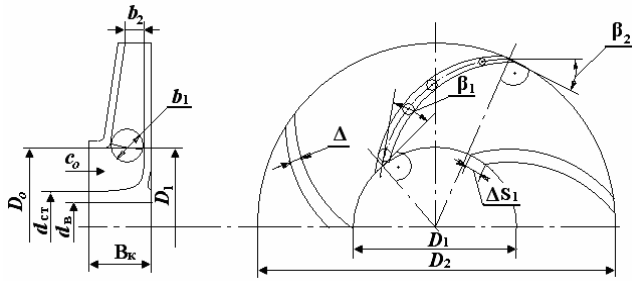


Рис. 1. Схема робочого колеса відцентрового насоса

Гідравлічний ККД знаходиться по $D_{1пр}$ спочатку в першому наближенні, а потім уточнюється з врахуванням зміни діаметрів.

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2},$$

де $D_{1пр} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot Q_1}{30 \cdot \omega}}$ – приведений (середньоквадратичний) діаметр на вході в колесо в першому наближенні, мм. Q_1 – розхід рідини через

одне колесо, м³/с; $k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot \frac{1}{\sqrt{k_{C_0}}}$ – коефіцієнт вхідного діаметру; де

$k_{C_0} = 0,072$ – коефіцієнт, який залежить від C ; приймаємо з рис. 2.

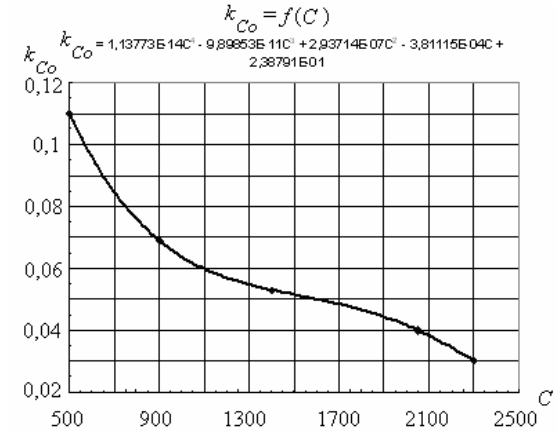


Рис. 2. Графік залежності $k_{C_0} = f(C)$

Після підстановки

$$k_{D_1} = \frac{2}{\sqrt{3,14}} \cdot \frac{1}{\sqrt{0,072}} = 4,21.$$

Розхід рідини через одне колесо $Q_1 = \frac{Q}{z_n}$,

де z_n – кількість потоків (колес) в насосі, шт.; приймаємо $z_n = 1$.

$$\text{Після підстановки } Q_1 = \frac{0,0278}{1} = 0,0278 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таким чином

$$D_{1пр} = 4,21 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,14 \cdot 0,0278}{30 \cdot 261,7}} = 0,094 \text{ м}.$$

Приведений діаметр в другому наближенні обчислюється після остаточного визначення $d_{ст}$ і D_1 за формулою

$$D_{1\text{пт}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (d_{\text{ст}}^2 + D_1^2)},$$

де D_1 – діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса, м.
 $d_{\text{ст}} = (1,2...1,8) \cdot d_{\text{в}}$ – діаметр маточини робочого колеса, м; де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала ротора насоса, м.

Зазвичай діаметр вала ротору насоса визначають при конструктивній проробці схеми насоса з врахуванням критичної частоти оберті. Орієнтовно $d_{\text{вс}}$ визначаємо спрощеним розрахунком на скручування з задалегідь заниженими допустимими напруженнями

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{к}}}{\pi \cdot [\tau_{\text{кр}}]}},$$

де $M_{\text{к}}$ – крутний момент на валу ротора насоса, Н·м; $[\tau_{\text{кр}}] = (300...500) \cdot 10^5$ Па – допустиме напруження на скручування для вала круглого перетину виготовленого зі сталі. Приймаємо $[\tau_{\text{кр}}] = 300 \cdot 10^5$ Па.

Розрахунок ступеня насоса вимагає вдаватися до ряду наближень, ітерацій. Завдяки машинним розрахункам необхідна кількість таких ітерацій не має великого значення. Надалі в роботі перші наближення розрахункових параметрів не приводяться, а вказуються лише їх остаточні значення.

Крутний момент на валу ротора насоса обчислюється за формулою

$$M_{\text{к}} = \frac{N_{\text{в}}}{\omega},$$

де $N_{\text{в}}$ – потужність на привід вала ротора насоса, Вт.

$$N_{\text{в}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta}, \quad N_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot 0,0278 \cdot 370}{0,729} = 14110 \text{ Вт.}$$

Після підстановки

$$M_{\text{к}} = \frac{14110}{261,7} = 53,92 \text{ Н·м.}$$

Таким чином

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 53,92}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,021 \text{ м.}$$

Діаметр маточини робочого колеса

$$d_{\text{ст}} = 1,4 \cdot 0,021 \approx 0,03 \text{ м.}$$

Діаметр середини вхідної кромки лопаті робочого колеса для насосів з $n_{\text{s}} = 80...120$ згідно з [2] знаходиться у межах $D_1 = (0,9...1,0) \cdot D_0$, де D_0 – діаметр входу в робоче колесо, м.

Діаметр входу в робоче колесо обчислюється за формулою:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{р}}}{\pi \cdot c_0} + d_{\text{ст}}^2},$$

де $Q_{\text{р}}$ – розрахунковий розхід через робоче колесо насоса з врахуванням об'ємних втрат рідини через ущільнення, м³/с; c_0 – швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса, м/с. Ця швидкість повинна знаходитися в межах 2...6 м/с.

Розхід рідини через робоче колесо насоса з урахуванням додаткових паразитних течій обчислюється за формулою

$$Q_{\text{р}} = \frac{Q_1}{\eta_0}, \quad Q_{\text{р}} = \frac{0,0278}{0,97} = 0,0287 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Швидкість рідини в кільцевому прийомному отворі робочого колеса згідно з теорією подібності

$$c_0 = k_{c_0} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{Q_1 \cdot \omega^2},$$

$$c_0 = 0,072 \cdot \left(\frac{30}{3,14}\right)^{2/3} \cdot \sqrt[3]{0,0278 \cdot 261,7^2} = 4,02 \text{ м/с.}$$

Згідно з такою швидкістю

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0287}{3,14 \cdot 4,02} + 0,03^2} = 0,1 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_0 = 0,1$ м і $D_1 = D_0 = 0,1$ м.

Тож приведений діаметр в другому наближенні

$$D_{1\text{пт}}^{**} = \sqrt{0,5 \cdot (0,03^2 + 0,1^2)} = 0,0739 \text{ м.}$$

Значення гідравлічного ККД

$$\eta_{\text{г}} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 73,9 - 0,172)^2} = 0,855.$$

Об'ємний ККД обчислюється за формулою

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{n_s^2}}}, \quad \eta_o = \frac{1}{1 + \frac{0,68}{\sqrt[3]{100^2}}} = 0,97.$$

Коефіцієнт, який враховує тертя дисків колеса об воду, розраховується за формулою

$$\eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}}, \quad \eta_{\text{МВН}} = \frac{1}{1 + \frac{820}{100^2}} = 0,925.$$

Коефіцієнт, який враховує втрати в сальниках та підшипниках, лежить в межах 0,95...0,98 [3]; приймаємо $\eta_{\text{сп}} = 0,95$.

Результуюче значення ККД насоса дорівнюватиме

$$\eta = 0,855 \cdot 0,97 \cdot 0,925 \cdot 0,95 = 0,729.$$

Кут установки лопаті на вході визначається за формулою

$$\beta_1 = \beta_{10} + \delta,$$

де β_{10} – кут безударного входу, град; δ – кут атаки, град.

Значення кута δ знаходиться в межах від 0 до 15° [1]. Враховуючи особливості застосування насоса, що проектується, в нашому випадку доцільно прийняти δ як величину, яка доповнює кут β_{10} до цілого числа градусів. Введення кута атаки міняє конфігурацію вхідного трикутника, перетворюючи його в косокутний трикутник (рис. 3.)

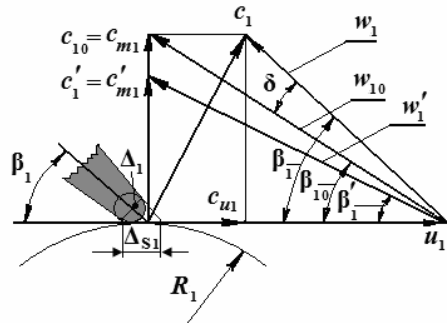


Рис. 3. Суміщені трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса

Кут безударного входу визначається за формулою

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_{1m}}{u_1},$$

де c_{1m} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо, м/с; $u_1 = \frac{\omega \cdot D_1}{2}$ – колова швидкість потоку рідини на діаметрі D_1 , м/с.

$$u_1 = \frac{261,7 \cdot 0,1}{2} = 13,09 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході обчислюється як

$$c_{1m} = c'_{1m} \cdot k_1,$$

де $c'_{1m} = c_o = 4,02$ м/с – швидкість рідини в районі повороту потоку в робочому колесі; $k_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_1}{\pi \cdot D_1}}$ – коефіцієнт захарщення каналу

колеса лопатями на вході, де $\Delta S_1 = \frac{\Delta_1}{\sin \beta_1}$ – перетин лопаті на вході,

нормальний до радіуса, м (рис. 1.); Δ_1 – товщина лопаті на вході, м. Зазвичай $\Delta_1 = 1 \dots 4$ мм [1], обирається за умови жорсткості та стійкості матеріалу, але так, щоб забезпечити умову $1,1 \leq k_1 \leq 1,25$; приймаємо $\Delta_1 = 1$ мм. z – число лопатей робочого колеса насоса.

Оптимальна кількість лопатей робочого колеса обчислюється за формулою

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

де $k = 6,5$ для литих коліс з відносно великою товщиною лопаті і $k = 8$ для робочих коліс з лопатями з листового матеріалу; приймаємо $k = 6,5$.

Попереднє значення зовнішнього діаметру робочого колеса визначається згідно з теорією подібності за формулою

$$D_2^* = \frac{D_0}{0,002 \cdot n_s + 0,276}, \quad D_2^* = \frac{0,1}{0,002 \cdot 100 + 0,276} = 0,2101 \text{ (м).}$$

Виходячи із забезпечення мінімальних втрат, попереднє значення величини кута β_2 повинно бути обране з табл. 1 (орієнтовно).

Таблиця 1. Залежність β_2 від n_s

n_s	від 40 до 100	до 100	до 200
β_2 , град	30...36	25...30	20...22

Приймаємо в першому наближенні $\beta_2 = 31^\circ$ *

$$z = 6,5 \cdot \frac{0,1988 + 0,1}{0,1988 - 0,1} \cdot \sin \frac{19 + 31}{2} = 8,31^{**}$$

*,** Значення β_2 та D_2 у всіх наведених вище та нижче формулах надаються у останньому наближенні, з урахуванням отриманих результатів через використання комп'ютерної програми.

Розраховане значення кількості лопатей робочого колеса є орієнтовним і може бути зміненим в певному діапазоні значень. Тож для відцентрових насосів загального призначення кількість лопатей робочого колеса лежить в межах 6...12. Для отримання більш стабільної характеристики більш доцільно мати $z = 6...8$ [2]; приймаємо $z = 10$.

Після підстановки

$$\Delta S_1 = \frac{0,001}{\sin 19^\circ} = 0,0031 \text{ м.}$$

Таким чином

$$k_1 = \frac{1}{1 - \frac{10 \cdot 0,0031}{3,14 \cdot 0,1}} = 1,11.$$

Значення коефіцієнту захаращення k_1 повинно знаходитися в межах 1,1...1,25. Умова виконується.

Таким чином

$$c_{1m} = 4,02 \cdot 1,11 = 4,47 \text{ м/с.}$$

Тож

$$\beta_{10} = \arctg \frac{4,47}{13,09} = 18,86^\circ.$$

Значення кута атаки обираємо таким, щоб доповнити кут β_1 до цілого числа градусів. Приймаємо $\delta = 0,14^\circ$

$$\beta_1 = 18,86 + 0,14 = 19^\circ.$$

Зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні визначається за формулою:

$$D_2 = \frac{2}{\omega} \cdot \left[\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + L_\infty} \right],$$

де L_∞ – питома робота колеса з нескінченним числом лопатей, Дж/кг.

$$L_\infty = (1+p) \cdot L_T,$$

де L_T – теоретична питома робота колеса, Дж/кг.

$$L_T = \frac{L}{\eta_r}, \quad L_T = \frac{370}{0,855} = 432,75 \text{ Дж/кг.}$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2} - \text{поправка на скінчену кількість лопатей робочого}$$

колеса. Зазвичай лежить в межах 0,2...0,4 [1], де $\Psi = k_3 + 0,6 \cdot \sin \beta_2$ – коефіцієнт, яким оцінюється форма лопаті і якість її поверхні литих робочих коліс. k_3 – коефіцієнт який лежить в межах 0,55...0,65 [1]; приймаємо $k_3 = 0,55$.

Тож

$$\Psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 31^\circ = 0,86.$$

Тоді

$$p = 2 \cdot \frac{0,86}{10} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,1}{0,1988} \right)^2} = 0,2303.$$

Після підстановки

$$L_\infty = (1 + 0,2303) \cdot 432,75 = 532,42 \text{ Дж/кг.}$$

Тож зовнішній діаметр робочого колеса у другому наближенні

$$D_2 = \frac{2}{261,7} \cdot \left[\frac{3,4}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,4}{2 \cdot \operatorname{tg} 31^\circ} \right)^2 + 532,42} \right] = 0,1988 \text{ м.}^{***}$$

*** Це значення у всіх попередніх та наступних формулах відповідає значенню останнього наближення.

Ширина маточини робочого колеса B_k (рис. 1) визначається з співвідношення $B_k = (0,2 \dots 0,4) \cdot D_2$,

$$B_k = 0,2 \cdot 0,1988 = 0,04 \text{ м.}$$

Відносні швидкості потоку рідини при вході на лопать робочого колеса обчислюється за формулами

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1}, \quad w_1 = \frac{4,47}{\sin 19^\circ} = 13,74 \text{ м/с;}$$

$$w_{10} = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{10}}, \quad w_{10} = \frac{4,47}{\sin 18,86^\circ} = 13,83 \text{ м/с.}$$

Після визначення необхідних швидкостей потоку рідини, будують трикутники швидкостей на вході в робоче колесо насоса (див. с. 21).

Трикутники швидкостей на рис. 3 і 5 приведені схематично і відображають загальну картину напрямків векторів швидкостей потоку рідини на вході в робоче колесо. В РПЗ слід виконати масштабну побудову рисунку з вказівкою чисельних значень швидкостей і масштабу, див. приведені далі креслення трикутників швидкостей.

Колової швидкості потоку рідини на діаметрі D_2 визначається за формулою

$$u_2 = \frac{\omega \cdot D_2}{2}, \quad u_2 = \frac{261,7 \cdot 0,1988}{2} = 26,01 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса визначається з співвідношення

$$c_{2m} = (0,75 \dots 1,1) \cdot c_{1m}, \quad c_{2m} = 0,76 \cdot 4,47 = 3,4 \text{ м/с.}$$

Визначення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захарщення каналу колеса лопатями

$$c'_{2m} = \frac{c_{2m}}{k_2},$$

де $k_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot \Delta S_2}{\pi \cdot D_2}}$ – коефіцієнт захарщення каналу колеса лопатями.

$\Delta S_2 = \frac{\Delta_2}{\sin \beta_2}$ – перетин лопаті на виході, нормальний до радіуса, м (рис. 1),

де $\Delta_2 = 1 \dots 3$ мм – товщина лопаті на виході, м; приймаємо $\Delta_2 = 1$ мм.

Після підстановки

$$\Delta S_2 = \frac{0,001}{\sin 31^\circ} = 0,002 \text{ м.}$$

Тож

$$k_2 = \frac{1}{1 - \frac{10 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,1988}} = 1,04.$$

Тоді

$$c'_{2m} = \frac{3,4}{1,04} = 3,27 \text{ м/с.}$$

Проекція абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при скінченному числі лопатей визначається за формулою

$$c_{2u} = \frac{432,75}{26,01} = 16,64 \text{ м/с.}$$

Визначення проекції абсолютної швидкості потоку рідини на окружну на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей

$$c_{2u\infty} = \frac{L_T \cdot (1+p)}{u_2}, \quad c_{2u\infty} = \frac{432,75 \cdot (1+0,2303)}{26,01} = 20,47 \text{ м/с.}$$

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса обчислюється за формулою

$$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (u_2 - c_{2u})^2}, \quad w_2 = \sqrt{3,4^2 + (26,01 - 16,64)^2} = 9,97 \text{ м/с.}$$

Оптимальне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі зі скінченням числом лопатей $(w_1/w_2)_{opt}$ знаходиться з графіка (рис. 4) або з виразу

$$(w_1/w_2)_{opt} = 3,166 \cdot 10^{-11} \cdot n_s^6 - 1,812 \cdot 10^{-08} \cdot n_s^6 + 4,228 \cdot 10^{-06} \cdot n_s^4 - 5,150 \cdot 10^{-04} \cdot n_s^3 + 3,464 \cdot 10^{-02} \cdot n_s^2 + 1,231 \cdot n_s + 19,82$$

	КП.8.090210.3221.02.01				
Первич. прим.	$\mu_v = 0,2 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$				
Спроб. №					
	а) з введенням кута атаки				
Повт. і дата					
	б) з безударним входом потоку на робоче колесо				
Взам. інф. №	КП.8.090210.3221.02.01				
Інф. № змін.	Трикутники швидкостей на вході в робоче колесо				
Повт. і дата					
Інф. № повт.					
Ізм./Лист					
Н. контр.					
Утв.					
	Лист 18			Листов 1	
	НУК ім. адм. Макарова				

Копіравал

Формат А4

Згідно з графіком оптимальне співвідношення відносних швидкостей буде дорівнювати 1,38.

Дійсне співвідношення відносних швидкостей потоку рідини в робочому колесі

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{13,74}{9,97} = 1,379.$$

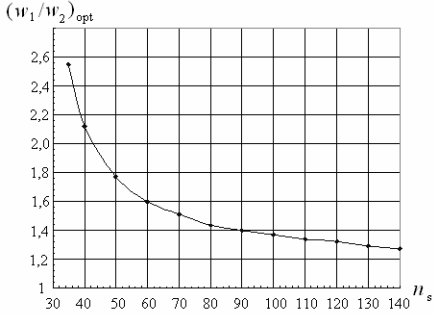


Рис. 4. Залежність $(w_1/w_2)_{opt}$ від n_s

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) повинне відрізнятися від оптимального не більше ніж на 0,1%. Необхідне значення співвідношення забезпечується підбором нового значення кута β_2 замість задалегідь попередньо прийнятого. Якщо дійсне співвідношення (w_1/w_2) менше оптимального, кут β_2 збільшують і навпаки. Нове значення кута заново використовується у всіх розрахункових формулах. Розрахунки повторюються циклічно, поки не буде досягнуто необхідного значення співвідношення. Можна взяти до відома, що зменшення швидкості c_{2m} сильно впливає на зменшення кута β_2 . Аналогічно, але менш інтенсивно впливає зменшення коефіцієнта k_3 . Збільшення числа лопатей z приводить до зменшення β_2 . Збільшення товщини лопатки на вході веде до зменшення кута β_2 . Зміна товщини лопатки на виході мало впливає на β_2 .

Дійсне співвідношення (w_1/w_2) задовольняє оптимальному значенню при $\beta_2 = 31^\circ$. Розрахункове значення кута β_2 встановлене після ряду послідовних наближень. Відповідно значення всіх параметрів і кутів приводиться в даному прикладі в останньому наближенні.

Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей обчислюється за формулою

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad w_{2\infty} = \frac{3,4}{\sin 31^\circ} = 6,61 \text{ м/с.}$$

Після визначення колової швидкості u_2 і проекцій абсолютної швидкості c_{2m} , c_{2u} , $c_{2\infty}$ можуть бути побудовані трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса для $z = \infty$ і $z \neq \infty$ за схемою (рис. 5). Креслення трикутників приведено на с. 24.

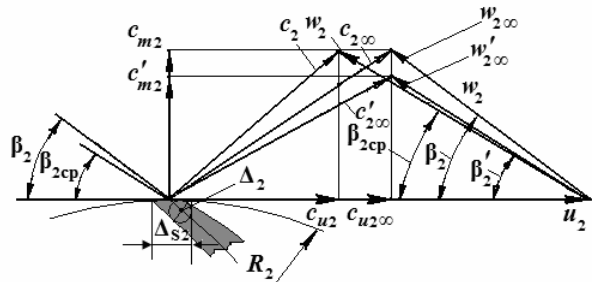


Рис. 5. Суміщені трикутники швидкостей на виході з робочого колеса насоса

В результаті визначення основних параметрів робочого колеса насоса були встановлені наступні конструктивні числові значення, за якими можлива ескізна проробка робочого колеса:

Діаметр входу в робоче колесо $D_0 = 100,0$ мм

Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса $D_1 = 100,0$ мм

Товщина лопаті на вході в колесо $\Delta_1 = 1$ мм

Кут установки лопаті на вході $\beta_1 = 19^\circ$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 198,8$ мм

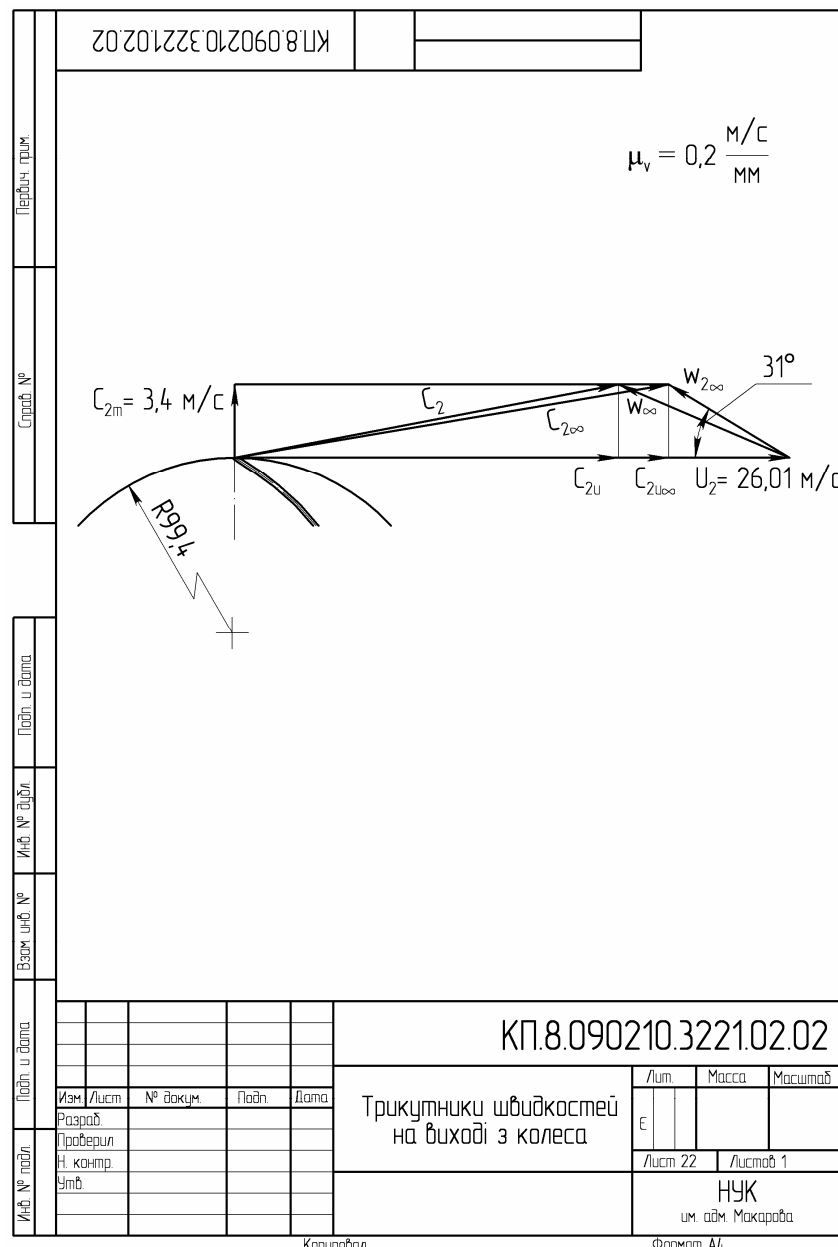
Товщина лопаті на виході з колеса $\Delta_2 = 1$ мм

Кут установки лопаті на виході $\beta_2 = 31^\circ$

3. Розрахунок і побудова меридіанного перетину робочого колеса

*Особливістю зображення лопатей в меридіанному перетині є те, що лопаті не розтинаються площиною, а в цій площині поєднуються їх вхідні і вихідні кромки. Контур меридіанного перетину плавно міняється таким чином, щоб забезпечити плавний перехід меридіанної складової абсолютної швидкості від величини c_{1m} до c_{2m} по певному закону, який задається графіком. При малій зміні c_m доречно прийняти лінійний закон зміни цього параметра по радіусу (рис. б).

Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса виконується в табличній формі. Табл. 2 робиться як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі.*



Копировал

Формат А4

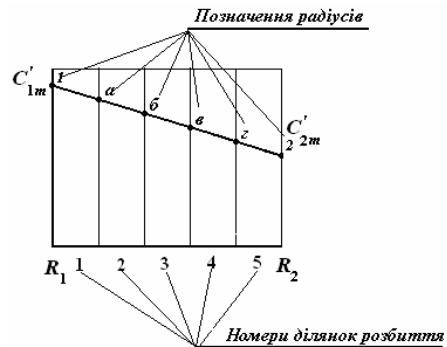


Рис. 6. Графік зміни меридіанній складовій абсолютної швидкості c'_{2m} по радіусу (з позначеннями радіусів і номерів ділянок розбиття)

Побудова меридіанного перетину робочого колеса (рис. 7) виконується наступним чином. На лінії, яка перпендикулярна вісі робочого колеса, відкладаємо точки, які відповідають значенням радіусів $R_1, \dots, R_i, \dots, R_2$. Через ці точки ці точки проводимо відрізки, на яких відкладаємо значення ширини каналу відповідно $b_1, \dots, b_i, \dots, b_2$. Потім на відрізках шириною b_i , як на діаметрах, будуємо кола. Проводимо лінії, паралельні вісі робочого колеса і які відповідають діаметрам $D_0, d_{ст}, d_b$ (рис. 1). Після чого будуємо бокові стінки каналу, які огинають кола з діаметрами b_i .

Таблиця 2. Розрахунок меридіанного перетину робочого колеса

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,1	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1988	
i	Кількість ділянок розбивки	5	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,0098	
b_i , м	Ширина каналу робочого колеса на різних діаметрах: $b_i = \frac{Q_p}{\pi \cdot D_i \cdot c'_{im}}$	0,0227	1
		0,0197	a
		0,0176	б
		0,0161	в
		0,0149	г
		0,0140	2

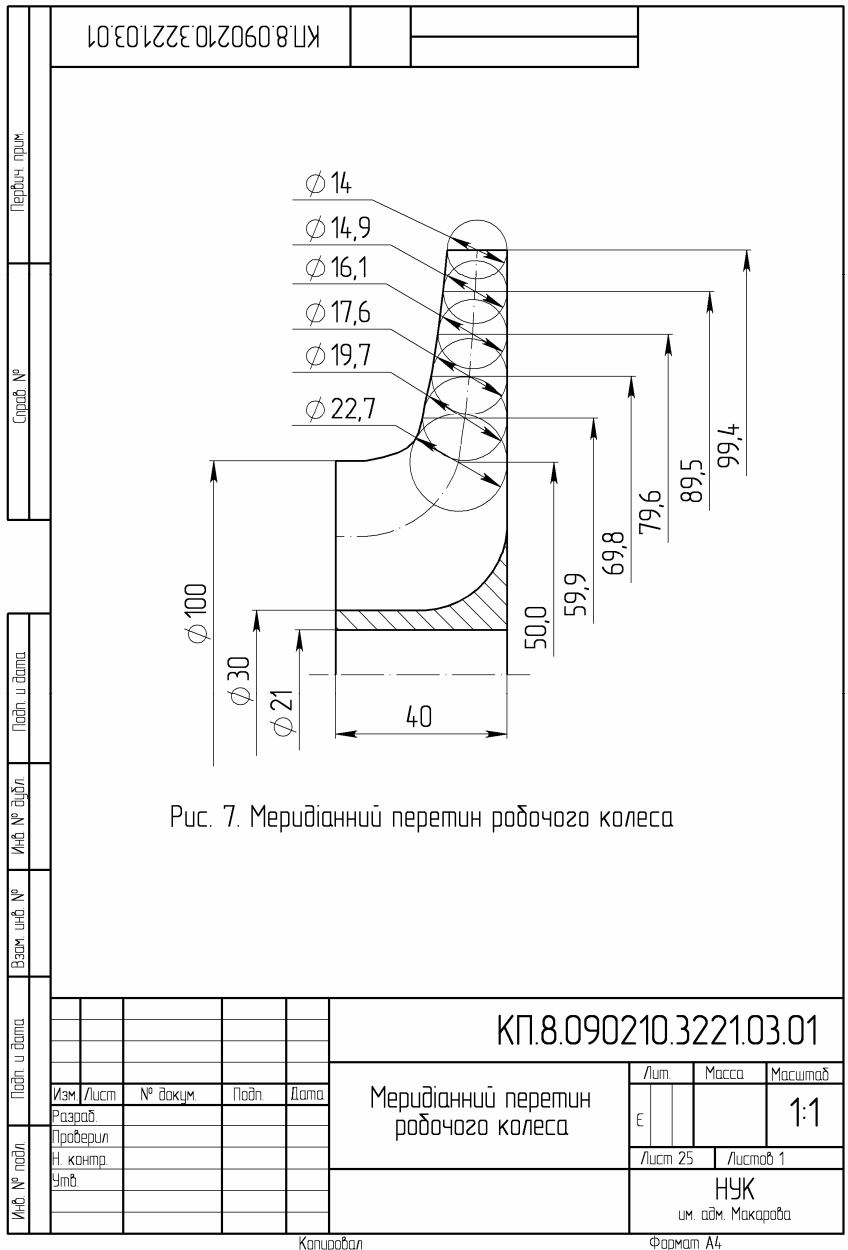
Продовж. табл. 2

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
c'_{1m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини в районі повороту в робочому колесі	4,02	1
c'_{2m} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса з врахуванням коефіцієнта захарачення каналу колеса лопатями	3,27	2
c'_{im} , м/с	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на різних діаметрах: $c'_{im} = k \cdot R_i + b$	3,87	a
		3,72	б
		3,57	в
		3,42	г
k	Коефіцієнт лінійного рівняння: $k = \frac{c'_{2m} - c'_{1m}}{R_2 - R_1}$	-15,18	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння: $b = c'_{1m} - k \cdot R_1$	4,78	

В результаті розрахунку меридіанного перетину робочого колеса була отримана таблиця результатів (табл. 3), за даними якої можлива його ескізна проробка.

Таблиця 3. Результати розрахунку меридіанного перетину робочого колеса

Радіуси, м	R_1	a	$б$	$в$	$г$	R_2	
		0,05	0,0599	0,0698	0,0796	0,0895	0,0994
Ширини каналів, м		0,0227	0,0197	0,0176	0,0161	0,0149	0,0140
		b_1	a	$б$	$в$	$г$	b_2



4. Розрахунок і побудова середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Побудова середньої лінії лопаті в плані виконується по координатах точок, які лежать на цій лінії. Положення цих точок визначається в циліндричній системі координат $R - \varphi$ (рис. 8). Розрахунок проводиться в табличній формі. Таблиця розрахунків 4 та таблиця результатів розрахунку 5 представлена як копія відповідної форми, що представлена в розрахунковій програмі на окремому листі. За таблицею результатів будуються точки на плані робочого колеса. Через ці точки проводиться лекальна крива і визначається вид середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.

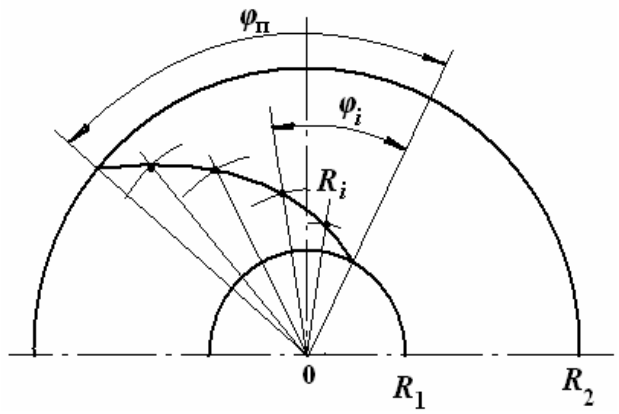


Рис. 8. Схема побудови лопаті робочого колеса насоса в плані

Таблиця 4. Розрахунок середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
D_1 , м	Діаметр середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,1	
D_2 , м	Зовнішній діаметр робочого колеса	0,1988	
i	Кількість ділянок розбивки	10	
ΔR , м	Крок по радіусу	0,0049	
R_1 , м	Радіус середньої вихідної кромки лопаті робочого колеса	0,05	1

Продовж. табл. 4

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
$R_i, \text{ м}$	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_1 + n_i \cdot \Delta R$	0,0549	<i>a</i>
		0,0599	<i>б</i>
		0,0648	<i>в</i>
		0,0698	<i>г</i>
		0,0747	<i>д</i>
		0,0796	<i>е</i>
		0,0846	<i>ж</i>
		0,0895	<i>з</i>
$R_2, \text{ м}$	Зовнішній радіус робочого колеса	0,0994	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $k = \frac{c_{2m} - c_{1m}}{R_2 - R_1}$	- 21,66	
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення c_{im} : $b = c_{1m} - k \cdot R_1$	5,55	
$c_{1m}, \text{ м/с}$	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на вході в робоче колесо	4,47	1
$c_{im}, \text{ м/с}$	Проміжні значення меридіанної складової абсолютної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $c_{im} = k \cdot R_i + b$	4,363	<i>a</i>
		4,256	<i>б</i>
		4,149	<i>в</i>
		4,042	<i>г</i>
		3,935	<i>д</i>
		3,828	<i>е</i>
		3,721	<i>ж</i>
		3,614	<i>з</i>
$c_{2m}, \text{ м/с}$	Меридіанна складова абсолютної швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса	3,4	2
k	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $k = \frac{w_{2\infty} - w_1}{R_2 - R_1}$	- 144,33	

Продовж. табл. 4

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
b	Коефіцієнт лінійного рівняння для визначення w_i : $b = w_1 - k \cdot R_1$	20,56	
$w_1, \text{ м/с}$	Відносна швидкість потоку рідини при вході на лопатку робочого колеса	13,74	1
$w_i, \text{ м/с}$	Проміжні значення відносної швидкості потоку рідини в робочому колесі на різних радіусах: $w_i = k \cdot R_i + b$	13,027	<i>a</i>
		12,314	<i>б</i>
		11,601	<i>в</i>
		10,888	<i>г</i>
		10,175	<i>д</i>
		9,462	<i>е</i>
		8,749	<i>ж</i>
		8,036	<i>з</i>
$w_{2\infty}, \text{ м/с}$	Відносна швидкість потоку рідини на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей	6,61	2

Таблиця 5. Результати розрахунку середньої лінії лопаті робочого колеса в плані

№ точки	$\beta_i = \arcsin \frac{c_{im}}{w_{i\infty}}$	$B_i = \frac{1}{R_i \cdot \text{tg} \beta_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta \varphi_i = \frac{180}{\pi} \times \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$	$\varphi_i = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_1^i \Delta \varphi_i$	$R_i, \text{ м}$	
1	19,00	58,13	54,67	0	0	0,05	
<i>a</i>	19,58	51,21		48,27	15,48	15,48	0,0549
<i>б</i>	20,23	45,34	42,81	38,07	13,67	29,15	0,0599
<i>в</i>	20,97	40,28			12,12	41,28	0,0648
<i>г</i>	21,80	35,85	33,89	30,15	10,78	52,06	0,0698
<i>д</i>	22,76	31,92			9,60	61,65	0,0747
<i>е</i>	23,88	28,38	26,77	23,67	8,54	70,19	0,0796
<i>ж</i>	25,18	25,16			7,58	77,77	0,0846
<i>з</i>	26,74	22,19	20,80	18,09	6,70	84,48	0,0895
<i>и</i>	28,63	19,41			5,89	90,37	0,0945
2	30,97	16,77			5,12	95,49	0,0994

На кресленні перетину лопаті робочого колеса у плані крім середньої лінії зображується й тіло лопаті. Для цього на середній лінії відкладаються товщини лопаті на вході, виході та в середині. Для довгих лопатей профіль перетину звичайно відповідає пластині з постійною товщиною. Для відносно коротких лопатей можуть застосовуватися стандартні гідродинамічні профілі з відповідних довідників. (Див. с. 32.)

5. Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot c_u = \text{const}$

Відвідний канал охоплює робоче колесо по зовнішньому периметру і призначений для прийняття рідини від робочого колеса та направлення її до напірного патрубку (дифузору) і далі в напірну магістраль. Відводи не приймають участь в створенні напору, а перетворюють частину швидкісного напру в статичний напір насосу.

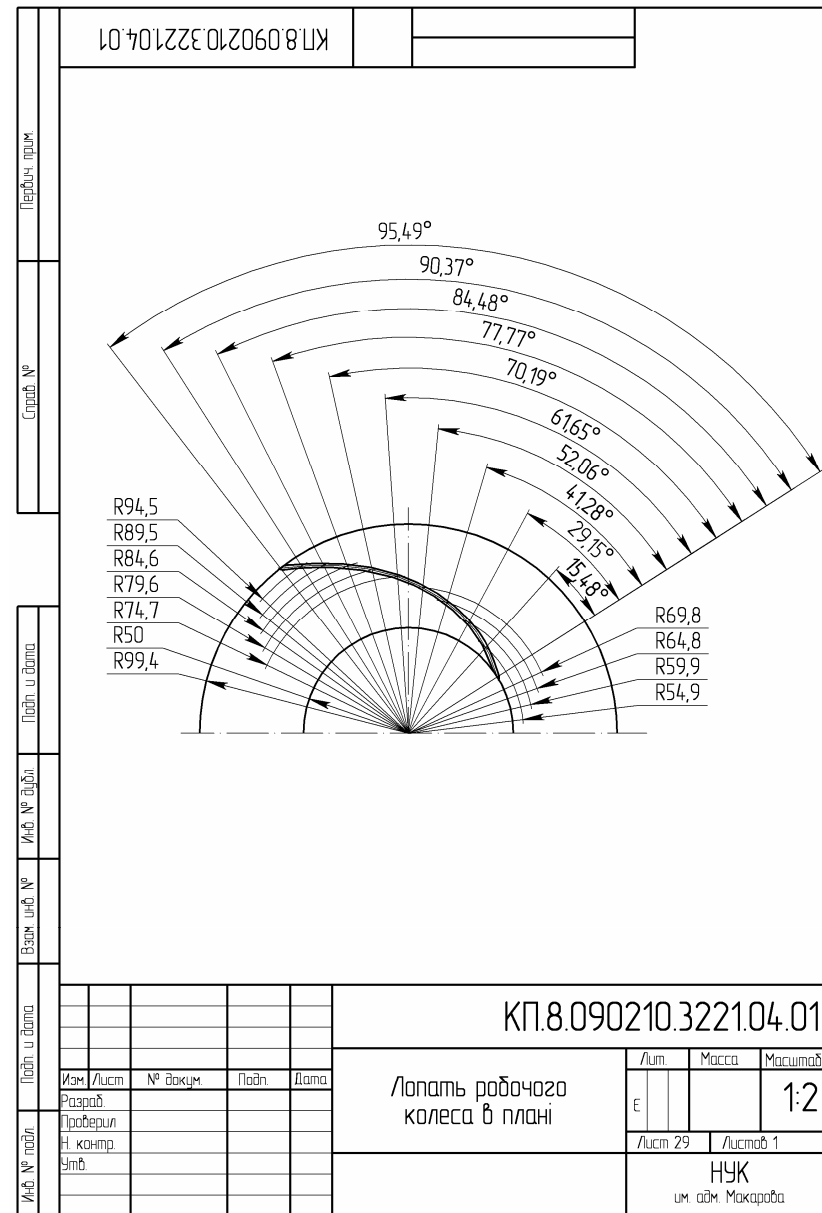
При профілюванні задано спосіб, відповідно до якого

$$R \cdot c_u = R_2 \cdot c_{2u} = \text{const} .$$

Розхід рідини через елементарну площадку поперечного перетину відводу знаходиться за формулою

$$dQ = c_{ui} \cdot b_i \cdot dR .$$

Спіральний відвід являє собою криволінійний дифузорний канал, який зазвичай закінчується дифузором з прямою віссю (прямовісним дифузором). Форма поперечних перетинів спірального відводу для обраного закону зміни швидкості води за радіусом може бути тільки трапецієвидною. Така форма поперечного перетину каналу дозволяє реалізувати закон постійності моменту швидкості рідини $R \cdot c_u = \text{const}$ по всій площі кожного перетину що, в свою чергу, забезпечує мінімальне радіальне навантаження на колесо. Спіральний відвід трапецієвидного перетину забезпечує менші втрати за рахунок зменшення вихроутворення під час надходження потоку з колеса в канал. Нахил бічних стінок поперечного перетину каналу зазвичай приймається однаковим для всіх перетинів. Кут сходження (розкриття) стінок $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ [1]; приймаємо $\alpha = 40^\circ$.



Копировал

Формат А4

*Площі перетинів спірального каналу, незалежно від їх форми, починаючи від кромки язика, поступово збільшуються відповідно збільшенню розходу рідини. Незалежно від форми перетину відводу, розхід рідини через перетин, виділений на довільному куті починаючи від язика, пропорційний цьому куту:

$$Q_{\phi} = \frac{\phi_i}{360} \cdot Q.$$

Інтегруючи вираз методом трапецій отримаємо:

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i,$$

де ΔQ_i – розхід через елементарну площадку, м³/с.

$$\Delta Q_i = \frac{L_{\Gamma}}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R_i,$$

де

$$B_i = \frac{b_i}{R_i}; \quad B_{i+1} = \frac{b_{i+1}}{R_{i+1}}.$$

Ці вирази використовуються для побудови графіка пропускної спроможності каналу – $Q_{\Sigma} = f(R_i)$. Обчислення координат графіка (рис. 9) виконуються в табличній формі (таблиці 6, 7, 8, 9). Величина ΔR приймається $(0,05 \dots 0,1) \cdot R_3$, а значення Q_{Σ} при додаванні до ΔQ_i повинне бути доведене до значення $\sim 1,1 \cdot Q$ за рахунок відповідного числа кроків ΔR .*

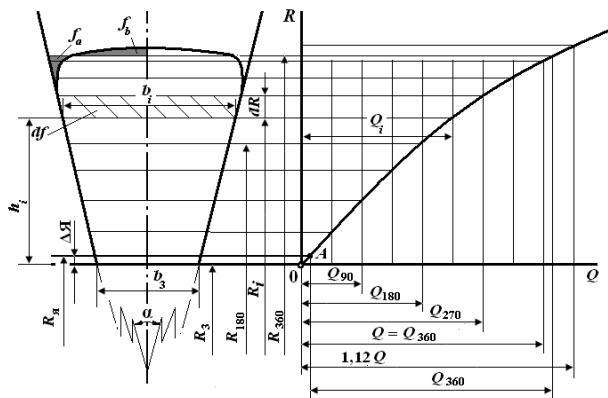


Рис. 9. Комплексний графік для визначення розмірів спірального відводу

Розрахунок відповідного каналу виконується по восьми перетинах, віддалених на 45° один від одного.

Для розрахунку перетинів і побудови теоретичного креслення спірального відводу необхідно прийняти значення початкового радіусу R_3 , ширини приросту радіусу ΔR і кут сходження (розкриття) стінок α .

Приріст радіусу і кут сходження стінок приймається на основі приведених вище рекомендацій.

Початковий радіус спіралі R_3 приймаємо за умови, що нерівномірність поля швидкостей потоку за колесом, викликана кінцевим числом лопатей колеса, встигає вирівнятися до надходження в спіральний канал.

$$R_3 = (1,03 \dots 1,05) \cdot R_2,$$

де $R_2 = \frac{D_2}{2}$ – радіус робочого колеса, м

$$R_2 = \frac{0,1988}{2} = 0,0994 \text{ м.}$$

Тоді

$$R_3 = 1,03 \cdot 0,0994 = 0,1 \text{ м.}$$

Приріст радіусу

$$\Delta R = 0,05 \cdot 0,1 = 0,005 \text{ м.}$$

Ширину вхідного перетину спірального каналу b_3 приймаємо за умови, що вона повинна бути більше ширини робочого колеса на виході b_2 на товщину переднього і заднього дисків і має забезпечити достатні зазори між робочим колесом і внутрішніми стінками корпусу. Відносно широкі зазори дозволяють частково використовувати енергію дискового тертя і створити певні зручності під час зборки насосу.

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) \cdot D_2, \quad b_3 = 0,0149 + 0,03 \cdot 0,1988 = 0,02 \text{ м.}$$

Товщина язика ΔY приймається з конструктивних і технологічних міркувань. Для спірального відводу зазвичай ΔY лежить в межах 3...5 мм; приймаємо $\Delta Y = 0,003$ м.

З урахуванням цієї товщини визначається мінімальна і максимальна ширина останнього перетину і радіус початкового перетину відводу $R_я$.

$$R_я = R_3 + \Delta Я, \quad R_я = 0,1 + 0,03 = 1,03 \text{ м.}$$

*Основою для побудови спірального відводу може бути комплексний графік (рис. 9), який будується вручну з дотриманням масштабу або машинним способом на підставі первинних графіків $R_i = f(Q)$ і $b_i = f(R_i)$ (рис. 10, 11), отриманих за допомогою рекомендованої розрахункової програми.

В принципі, за наявності рис. 10 і 11 комплексний графік можна не будувати. Замість нього досить виконати спеціальну обробку рис. 10 і 11 (рис. 12 і 13), на підставі чого заповнюється табл. 9 всіма розмірами поперечних перетинів спірального відводу для різних кутів обхвату φ .

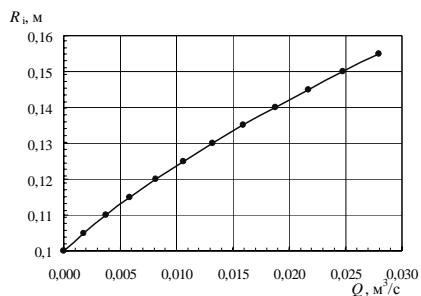


Рис. 10. Залежність внутрішнього радіуса спіральної поверхні відводу від розходу

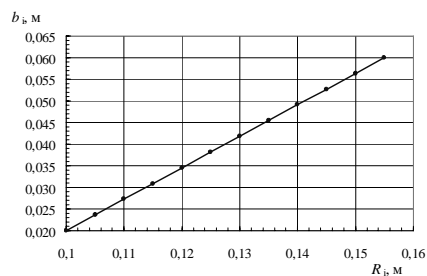


Рис. 11. Залежність максимальної ширини трапецієвидного каналу від радіуса спіральної поверхні відводу

Необхідні конструктивні значення спіральної поверхні відводу для побудови графіків на рис. 10 і 11 приведені в табл. 8, яка є вибіркою результатів розрахунків обчислених в табличній формі (табл. 6, 7).

Таблиця 6. Проміжні значення радіусів і ширин каналу на цих радіусах

Параметр та одиниці виміру	Найменування параметру, розрахункова формула	Значення	Примітка
R_i , м	Проміжні значення радіусів: $R_i = R_3 + \Delta R \cdot i$, де i – номер ділянки.	0,100	R_3
		0,105	a
		0,110	$б$
		0,115	$в$
		0,120	$г$
		0,125	$д$
		0,130	e
		0,135	$ж$
		0,140	$з$
		0,145	$и$
		0,150	$к$
		0,155	$л$
		0,160	$м$
		0,165	$н$
		0,170	$о$
		0,175	$п$
		0,180	$р$
		b_i , м	Проміжні максимальні значення ширин перетинів відвідного каналу на різних радіусах: $b_i = b_3 + 2 \cdot (R_i - R_3) \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}$
0,024	a		
0,027	$б$		
0,031	$в$		
0,035	$г$		
0,038	$д$		
0,042	e		
0,045	$ж$		
0,049	$з$		
0,053	$и$		
0,056	$к$		
0,060	$л$		
0,064	$м$		
0,067	$н$		
0,071	$о$		
0,075	$п$		
0,078	$р$		

Таблиця 7. Розрахунок розходу рідини через перетини каналу відводу

Перетини	$B_i = \frac{b_i}{R_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\Delta Q = \frac{L_r}{\omega} \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta R$, м ³ /с	$Q_{\Sigma} = \sum_1^i \Delta Q$, м ³ /с
B_3	0,20	0,2126	0	0
<i>a</i>	0,2251		0,2365	0,0018
<i>б</i>	0,2480	0,2584	0,0020	0,0037
<i>в</i>	0,2688		0,2784	0,0021
<i>г</i>	0,2879	0,2967	0,0023	0,0082
<i>д</i>	0,3055		0,3136	0,0025
<i>e</i>	0,3217	0,3293	0,0026	0,0132
<i>ж</i>	0,3368		0,3437	0,0027
<i>з</i>	0,3507	0,3572	0,0028	0,0188
<i>и</i>	0,3637		0,3698	0,0030
<i>к</i>	0,3758	0,3815	0,0031	0,0248
<i>л</i>	0,3872		0,3925	0,0032
<i>м</i>	0,3979	0,4028	0,0032	0,0312
<i>н</i>	0,4078		0,4217	0,0033
<i>о</i>	0,4172	0,4217	0,0035	0,0380
<i>п</i>	0,4261		0,4303	0,0035
<i>р</i>	0,4345		0,0036	0,0450

В табл. 7 відмічаємо строку зі значенням розходу рідини через спіральний відвід, яке не перевищує більше ніж на 10% від заданого в завданні значення розходу. В нашому випадку табличне значення $Q = 0,0279 \text{ м}^3/\text{с}$ перевищує заданий $0,0278 \text{ м}^3/\text{с}$ менше, ніж на 0,4%. Тож його відмічаємо як граничне. Результати розрахунків значень розходів, радіусів і ширин з табл. 6 і 7 переносяться в табл. 8 до виділеного значення Q .

Таблиця 8. Результати розрахунку

Перетини	Q , м ³ /с	R_i , м	b_i , м
0	0	0,10	0,020
<i>a</i>	0,0018	0,105	0,024
<i>б</i>	0,0037	0,110	0,027
<i>в</i>	0,0058	0,115	0,031
<i>г</i>	0,0082	0,120	0,035
<i>д</i>	0,0106	0,125	0,038
<i>e</i>	0,0132	0,130	0,042
<i>ж</i>	0,0159	0,135	0,045
<i>з</i>	0,0188	0,140	0,049
<i>и</i>	0,0217	0,145	0,053
<i>к</i>	0,0248	0,150	0,056
<i>л</i>	0,0279	0,155	0,060

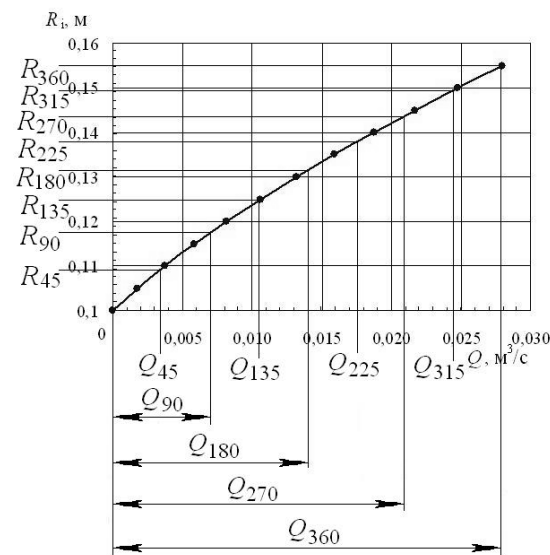


Рис. 12. Результати обробки рис. 10

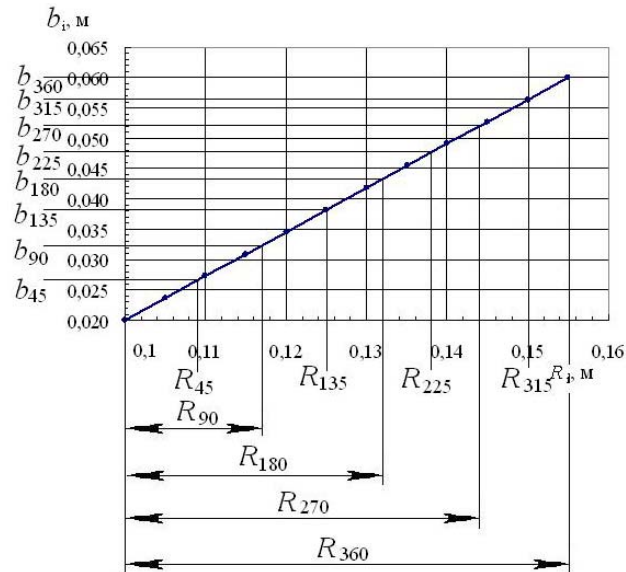


Рис. 13. Результати обробки рис. 11

Таблиця 9. Розміри поперечних перетинів відводу для різних кутів обхвату

φ_i	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
R_{φ} , мм	101	109	117	125	132	138	144	150	155
b_{φ} , мм	20,5	26,4	32,0	37,2	42,1	46,7	50,9	54,7	58,2
h_{φ} , мм	3	11	19	27	34	40	46	52	57

За даними табл. 9 будуються контури перетинів спірального відводу в масштабі для вибраних кутів обхвату φ (далі приведений ескіз).

При проектуванні перетинів відвідного каналу гострі кути профілю перетину, особливо в верхній його частині, округлюються відповідно до рекомендацій [1], коли площі f_a і f_b рівні між собою (див. ескіз).

Далі контури поперечних перетинів відводу розміщуються (накладаються) по радіусу R_2 , проведених під вибраними кутами обхвату φ_i (на ескізі ці радіуси проведені через 90°), після чого через точки перетину осевих ліній цих перетинів з лініями максимальної ширини перетинів проводиться плавна крива, яка утворює внутрішню поверхню перетину спірального відводу, перпендикулярного вісі обертання робочого колеса насоса.

Для завершення побудови внутрішнього контуру спірального відводу в плані необхідно мати конструктивні параметри профілю відвідного дифузора. Дифузор слугує для сполучення спірального каналу з відповідним трубопроводом. Для його побудови необхідно знати діаметр або радіус початкового перетину дифузора ρ_{360} , радіус кінцевого перетину $R_{тр}$ і його довжину L_d .

Початковий перетин дифузора формується за допомогою пластичної деформації перетину каналу за останнім перетином відводу (на куті обхвату 360°) від форми трапеції до форми рівновеликого за площею круга. Радіус цього круга визначається за формулою

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(R_{\max} - R_3) \cdot (b_{\max} + b_3)}{2 \cdot \pi}}$$

Данні максимальних і мінімальних значень R і b беремо з табл. 8.

Наступний результат обчислення і всі розрахунки після нього можуть виконуватися з допомогою наданої програми і містяться у відповідній таблиці програми.

$$\rho_{360} = \sqrt{\frac{(0,155 - 0,1) \cdot (0,06 + 0,02)}{2 \cdot 3,14}} = 0,0254 \text{ м.}$$

Кінцевий перетин розраховується з умови забезпечення необхідної швидкості рідини на виході з насоса $c_{тр}$. Згідно з [1] швидкості рідини на виході з насоса повинна бути в межах 2...5 м/с.

Приймаємо $c_{тр} = 4$ м/с.

Радіус кінцевого перетину дифузору визначається за формулою

$$R_{тр} = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot c_{тр}}}, \quad R_{тр} = \sqrt{\frac{0,0278}{3,14 \cdot 4}} = 0,047 \text{ м.}$$

Кут розкриття дифузора σ приймається згідно рекомендації [1] 8...12 градусів, щоб забезпечити безвідривну течію рідини; приймаємо $\sigma = 10^\circ$.

Довжина визначається по куту розкриття і розмірам початкового і кінцевого перетинів за формулою

$$L_d = \frac{R_{тр} - \rho_{360}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma}{2}}, \quad L_d = \frac{0,047 - 0,0254}{\operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 0,247 \text{ м.}$$

Рекомендується, щоб довжина дифузора не перевищувала 1,5 максимального діаметру відводу. В даному випадку він рівний 310 мм, а довжина дифузора 247 мм. Умова виконана.

На підставі розрахунків перетинів відводу і дифузора виконується остаточна побудова внутрішнього контуру спірального відводу в плані. Загальний вигляд цього контуру представлений на с. 42.

6. Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насосу

На основі початкових даних визначається коефіцієнт C , який використовується для обчислення входніх розмірів проточної частини та визначення конфігурації робочих органів насосу. Коефіцієнт C входить до емпіричних залежностей для визначення ряду розрахункових величин. Методика розрахунку з емпіричними залежностями містить ряд неминучих округлень і поправок, які не виключають розходження кінцевих результатів з запланованими спочатку. Так, допустима висота всмоктування рідини, яка дійсно забезпечується конструкцією спроектованого насосу, тепер повинна визначатися на основі отриманих конкретних параметрів за формулою

$$H_{всд} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p_a - p_{п}}{\rho} - \Delta l_{кр} - l_{тп} \right),$$

Критичний кавітаційний запас енергії насосу $\Delta l_{кр}$ обчислюємо за новою формулою

$$\Delta l_{кр} = \lambda_{ш} \cdot \frac{(\omega \cdot D_1)^2}{8} + \frac{c_{10}^2}{2} \cdot (\lambda_{ш} + \lambda_1),$$

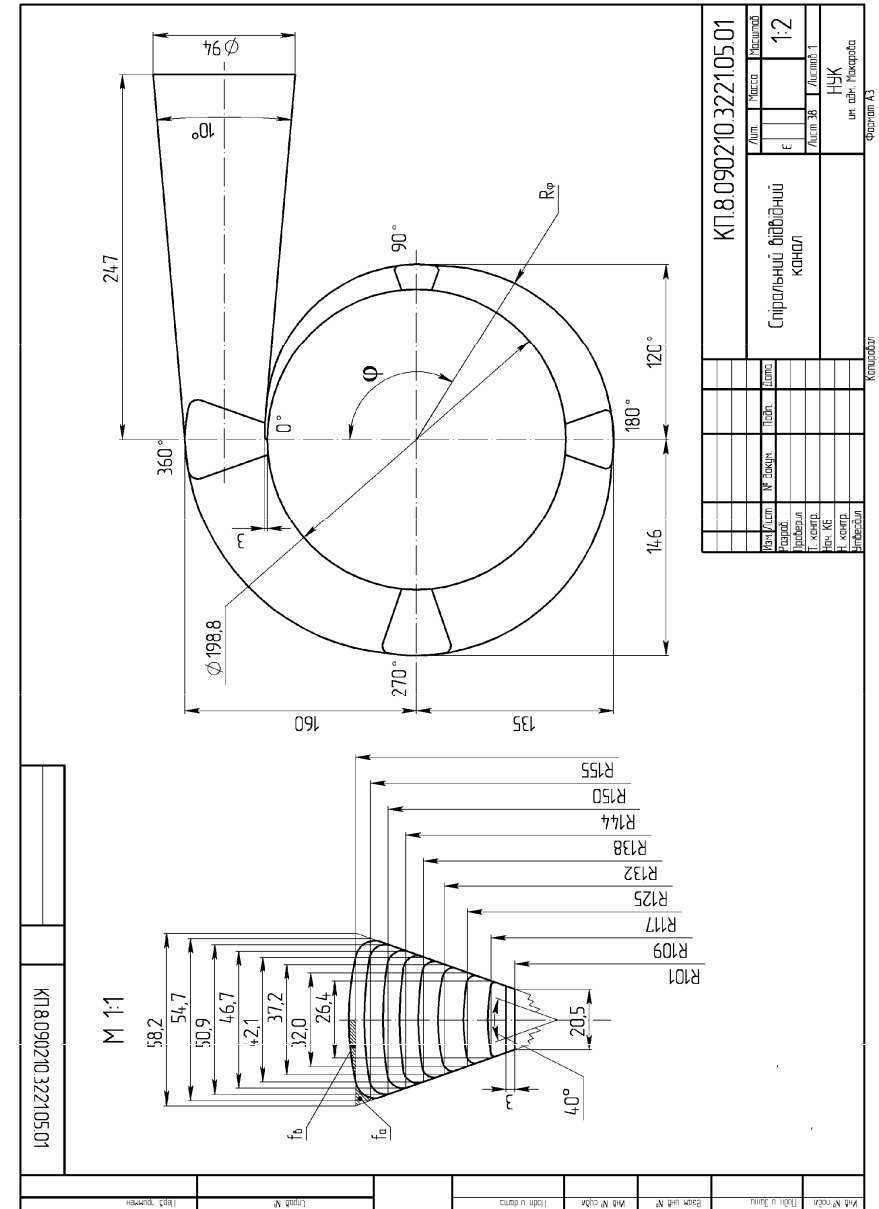
Коефіцієнт $\lambda_{ш}$ знаходимо за формулою

$$\lambda_{ш} = 1,2 \cdot \frac{c_{10}}{u_1} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{c_{10}}{u_1}) \cdot \left(\frac{\Delta_1}{\Delta} - 0,615 \right),$$

де $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15 \dots 0,9$ – відношення товщини лопаті робочого колеса на вході до її найбільшої товщини. Приймаємо $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15$.

де $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15 \dots 0,9$ – відношення товщини лопаті робочого колеса на вході до її найбільшої товщини. Приймаємо $\frac{\Delta_1}{\Delta} = 0,15$.

Наступне обчислення і усі інші також можуть бути виконані з допомогою готової програми, тож результати можуть обиратися з таблиць програми.



$$\lambda_{ш} = 1,2 \cdot \frac{4,47}{13,09} + (0,07 + 0,42 \cdot \frac{4,47}{13,09}) \cdot (0,15 - 0,615) = 0,32,$$

$\lambda_1 = 1,0 \dots 1,2$ [1]; приймаємо $\lambda_1 = 1,1$.

$$\Delta I_{кр} = 0,32 \cdot \frac{(261,7 \cdot 0,1)^2}{8} + \frac{4,47^2}{2} \cdot (0,32 + 1,1) = 41,58 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

За отриманим значенням $\Delta I_{кр}$ визначаємо дійсну висоту всмоктування, на якій може працювати спроектований насос

$$H_{всд} = \frac{1}{9,8} \cdot \left(\frac{100000 - 2338}{998,23} - 41,58 - 4 \right) = 5,33 \text{ м}.$$

Оскільки дійсна висота всмоктування не менше заданої, розрахунок можна вважати завершеним.

7. Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення

Опис конструкції насоса робиться на основі спроектованого механізму з урахуванням особливостей наданого прототипу. У прикладі опис зроблено у відповідності з рис. 14.

Даний насос можна класифікувати за наступними ознаками:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічний або лопатевий;
- по вигляду робочих органів і по особливості робочого процесу – відцентровий;
- по числу ступіней (послідовно включених коліс) – одноступінчатий;
- за призначенням – циркуляційний насос для системи побутового водопостачання – прісної побутової води;
- по роду приводу – автономний електронасос;
- по розташуванню колеса щодо опор – консольний.

Насос складається з системи рухомих (ротор в зборі) і нерухомих елементів (корпусні деталі).

Ротор складається з робочого колеса 2, яке закріплене на валу 9 за допомогою шпонки та гайки-обтічника 18.

Колесо закритого типу, виготовлене з бронзи литвом. 11 робочих лопатей колеса загнутих назад відповідно до розрахунку. З боку зад-

нього диска на колесі виконано 12 напіввідкритих лопатей імпелеру 16, також загнутих назад.

На валу є бронзова втулка, яка запобігає витирання ротора об сальник. Вал виготовлений у вигляді ряду співвісних циліндрів різного діаметру, на яких кріпляться колесо, захисна втулка і підшипники. На стороні валу, протилежній колесу, виконано шпонковий паз, призначений для фіксації муфти, яка сполучає насос з приводом.

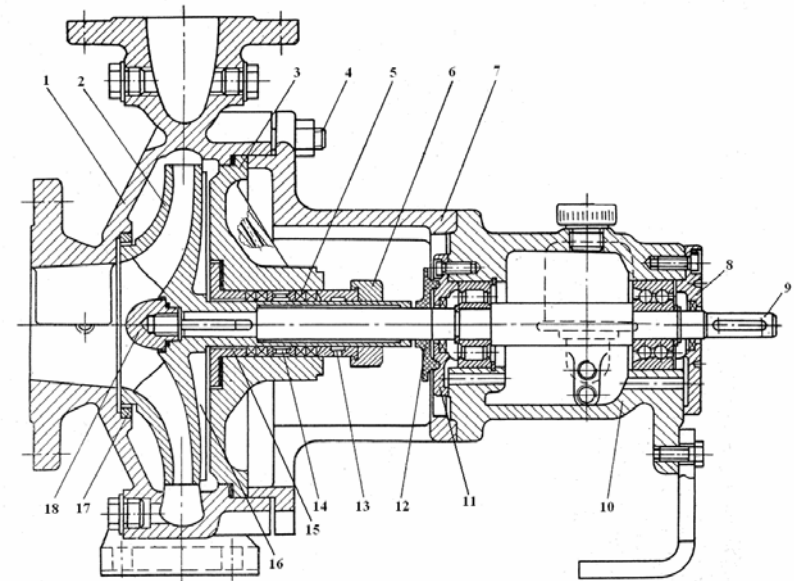


Рис. 14. Уніфікований відцентровий консольний насос:

- 1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – кришка корпусу; 4 – болт; 5 – сальникове набивання; 6 – кришка сальникового ущільнення; 7 – ліхтар; 8, 11 – кришки підшипників; 9 – вал ротора; 10 – корпус підшипників; 12 – відбійник; 12 – натискна втулка; 14 – водорозподільне кільце; 15 – упорна кришка сальника; 16 – імпелер; 17 – ущільнююче кільце; 18 – обтічник

Нерухомі елементи насоса складаються з корпусу 1, який об'єднує такі елементи насоса, як: вхідний патрубок, спіральний відвід і камеру, в якій обертається робоче колесо. На вхідному патрубку виконаний приєднувальний фланець для прикріплення всмоктуючого трубопроводу, а на кінці спірального відводу – фланець для з'єднання

з нагнітальним трубопроводом. З боку переднього диска колеса в корпусі сформовано щільне ущільнення, що складається з ущільнюючого кільця 18, яке охоплює з мінімальним зазором циліндровий виступ переднього покривного диска колеса. У корпусі 1 виконані отвори в стінці вхідного патрубку і в стінці відповідного каналу. Отвори заглушені пробками і можуть використовуватися для зливу води з насоса, для випуску повітря при його заливці перед роботою і для приєднання манометрів. Корпус 1 з боку заднього диска колеса закритий кришкою корпусу 3, яка утворює разом з ним камеру, в якій обертається робоче колесо. Через центр круглої кришки 3 проходить канал для валу ротора, в якому також розміщується сальникове ущільнення. З боку колеса в отвір кришки вставлена упорна кришка сальника 15.

Сальникове ущільнення складається з сальникового набивки 5, розділеною на дві частини водорозподільним кільцем 13. До цього кільця через отвір в стінці каналу кришки корпусу, виконаного для розміщення ущільнення і під прохід валу, підводиться вода з порожнини відводу по свердленню в ребрі кришки. Сальникова набивка підтискається за допомогою деталей 6 і 13. Кришка сальникового ущільнення 6 виконана з двох частин, що забезпечує її розбирання і витягання з ліхтаря 7 без розбирання насоса при поточному ремонті сальникового ущільнення.

Кришка корпусу 3 притискається до корпусу 1 ліхтарем насоса 7. Ліхтар є проміжковою частиною, яка забезпечує з'єднання корпусу насоса з корпусом підшипникових опор 10. Деталі 1, 3, 7 і 10 строго центруються по посадках їх циліндрових виступів в розточках деталей, які сполучаються, відносно вісі обертання валу ротора. У ліхтарі виконано бічне вікно, яке забезпечує доступ до сальникового ущільнення. Через вікно також забезпечується видалення води, яка протікає назовні через сальник при роботі насоса.

У корпусі підшипників 10 розміщуються два підшипники. Підшипник з боку колеса затиснений в корпусі і на валу насоса. Підшипник з протилежного боку затиснений на валу, але може переміщатися уздовж вісі розточки корпусу для компенсації теплового подовження валу. Підшипники змащуються рідким маслом, яке заливається через отвір у верхній частині корпусу підшипників. Для запобігання витіканню масла в кришках 8 і 11 встановлені фетрові кільця. Для запобігання попаданню води в підшипники з боку колеса встановлений відбійник 12.

Найменування і призначення інших елементів конструкції насоса зрозуміло з підписаного напису до рис.14.

При роботі насосу рідина поступає в колесо через всмоктуючий патрубок, а виходить з нього через щілину між двома дисками на зовнішньому діаметрі колеса. Рідина, яка вилітає з диска, збирається спіралевидним відводом, який охоплює колесо по периметру. З відводу рідина поступає в нагнітальний патрубок, звідки прямує до споживача. Для того, щоб насос почав працювати, його колесо і всмоктуючий канал повинні бути повністю заповнені водою. При обертанні колеса вода, яка знаходиться в міжлопатевих каналах, буде залучена лопатками в окружний рух. Відцентрова сила, яка виникає при цьому, переміщатиме частинки по радіусу при одночасному обертальному русі. У зв'язку з видаленням з міжлопатевих каналів колеса порції рідини під дією описаного процесу, у вхідній частині колеса виникає область зниженого тиску. В цю область зі всмоктуючого патрубка переміщатимуться нові порції рідини під дією більш високого тиску у всмоктуючому патрубку, ніж у вхідній області колеса. Цей процес відбувається безперервно. Порції рідини в колесі під впливом робочих лопаток отримують кінетичну енергію і відповідно збільшують свою абсолютну швидкість. У відносному русі по каналах колеса ці порції переміщуються від менших поперечних перетинів каналів до більших, що викликає зменшення відносної швидкості руху порцій при одночасному збільшенні їх абсолютної швидкості. Порції рідини, які вилітають з колеса, продовжують уповільнювати свою швидкість, вже в абсолютному русі, із-за переміщення по каналу, перетин якого розширюється у напрямку руху потоку рідини. Уповільнення швидкості течії, відповідно до законів гідромеханіки, супроводжується зростанням тиску рідини або перетворенням кінетичної енергії в потенційну. В результаті на виході з насоса споживач отримує потік із заданим надмірним тиском і порівняно низькою швидкістю, прийнятною для використання в системах, де застосовуються такі насоси.

Імпелер 16, розміщений на задньому диску колеса, забезпечує зниження тиску в області за колесом, прилеглий до валу насоса. Це зниження виникає абсолютно аналогічно тому, як це відбувається в самому робочому колесі, але з тією різницею, що імпелер практично не переміщає рідину, оскільки не сполучений зі всмоктуючим патрубком. Якщо тиск в цій області не знижувати, то на колесі виникає осьове зусилля, направлене у бік всмоктування насоса. Це зусилля навантажує підшипники і сприяє прискоренню їх зносу. У напіввідкритого

імпелера зовнішній діаметр колеса виконаний меншим, ніж діаметр колеса насоса. Зовнішній діаметр імпелера вибирають таким, щоб тиск перед вузлом ущільнення завжди залишався більше атмосферного при тому, щоб осьове зусилля було понижене до необхідних меж.

У даному насосі внутрішні витоки пов'язані тільки з паразитними токами в передньому щілинному ущільненні. Наявність імпелера дозволяє відмовитися від розвантажувальних осьових каналів і установки щілинного ущільнення з боку заднього диска. Це підвищує об'ємний ККД насоса при деякому збільшенні механічних втрат, пов'язаних із забезпеченням роботи імпелера. Зазвичай такий перерозподіл втрат приводить до підвищення загального ККД насоса, про що свідчить розповсюдження аналогічних конструктивних рішень.

Оскільки тиск за заднім диском колеса поблизу валу ротора знижений, сальникове ущільнення не може прокачуватися водою з цієї області. Нормальна робота сальникового ущільнення у такому разі забезпечується подачею до сальника води через спеціальний канал в корпусі, що підводить воду з відводу, в якому тиск близький до максимального у водяному тракті насоса. Вода підводиться приблизно в середню частину ущільнення, де встановлене водорозподільне кільце, яке запобігає запиранню сальниковою набивкою водопрокачуючого каналу. При цьому частина води що подається, йтиме в насос, а частина буде виходити назовні через отвір у втулці 13. При нормальній роботі сальникового ущільнення вода буде капати зовні тільки при працюючому насосі, в кількості 5...10 крапель за хвилину.

8. Загальний висновок по проекту

Результати розрахунку підтвердили можливість застосування відцентрового насоса для системи побутового водопостачання – прісної побутової води. На підставі розрахунку визначені основні конструктивні розміри насоса з можливими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання.

Спроектований відцентровий насос має розхід рідини $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, яку спроможний всмоктувати з висоти 5,3 м. ККД насоса $\eta = 0,73$ (що допустиме для таких насосів). Насос має привод від електродвигуна і споживає 14 кВт енергії при 2500 об/хв. На виході з насоса рідина має швидкість 4 м/с.

ВИСНОВОК (до методичних вказівок)

Все надане вище слід розглядати як розгорнутий приклад виконання курсового проекту, який, безперечно, можна доповнювати та вдосконалювати з урахуванням існуючих вимог. Крім того, наданий приклад містить певні частки, які повинні зазнати суттєвих змін при конкретному втіленні. Зокрема, висновки у кожному розділі проекту та загальний висновок повинні визначати конкретні якості конкретного проекту і, відповідно мають бути індивідуалізовані. Так само опис спроектованого насоса повинен бути строго індивідуальним, та таким, що відповідав би тій конструкції, що розроблялася виконавцем. Одночасно слід зауважити, що опис конструкції, яка б вона не була, слід робити системно, принаймні так, як це зроблено у прототипі. Порушення системності при описі заважає правильному розумінню суті конструкції і її роботи, а це буде негативно враховуватися викладачем при перевірці проекту.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. *Арциков А.П., Воронов В.Ф.* Судовые вспомогательные механизмы. Гидравлические машины. – Л.: Судостроение, 1963. – 432 с.
2. *Мошенцев Ю.Л.* Індивідуальний комплект навчально-методичних матеріалів з дисципліни «Агрегати ДВЗ». Методичні вказівки. – Миколаїв: ІЗДО НУК, 2008. – 122 с.
3. *Сацкий А.Г., Мошенцев Ю.Л., Наливайко В.С.* Расчет судовых центробежных насосов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1981. – 30 с.
4. *Мошенцев Ю.Л., Сацкий А.Г.* Расчет системы охлаждения судовых ДВС. – Николаев: НКИ, 1986. – 42 с.
5. *Михайлов А.К., Малюшенко В.В.* Лопастные насосы. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
6. *Будов В.М.* Судовые насосы: Справочник. – Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
7. Насосы: Справочное пособие: Пер. с нем. *В.В. Малюшенко, М.К. Бобка / К. Бадеке, А. Граневальд* и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 503 с.
8. *Шерстюк А.Н.* Насосы, вентиляторы и компрессоры: Учебное пособие для втузов. – М.: Высшая школа, 1972. – 344 с.
9. *Сизов Г.Н., Аристов Ю.К., Лукин Н.В.* Судовые насосы и вспомогательные механизмы: Учебное пособие для вузов водного транспорта – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.

Додаток 1

Тиск насиченої водяної пари при температурах від –20 до 100 °С
Перерахунок в СИ: 1 мм рт.ст. = 133,32 Па

<i>t</i> , °С	<i>p</i> , мм рт.ст.	<i>t</i> , °С	<i>p</i> , мм рт.ст.	<i>t</i> , °С	<i>p</i> , мм рт.ст.	<i>t</i> , °С	<i>p</i> , мм рт.ст.	<i>t</i> , °С	<i>p</i> , мм рт.ст.
–20	0,772	5	6,54	30	31,82	55	118	80	355,1
–19	0,85	6	7,01	31	33,7	56	123,8	81	369,7
–18	0,935	7	7,51	32	35,66	57	129,8	82	384,9
–17	1,027	8	8,05	33	37,73	58	136,1	83	400,6
–16	1,128	9	8,61	34	39,9	59	142,6	84	416,8
–15	1,238	10	9,21	35	42,18	60	149,4	85	433,6
–14	1,357	11	9,84	36	44,56	61	156,4	86	450,9
–13	1,486	12	10,52	37	47,07	62	163,8	87	468,7
–12	1,627	13	11,23	38	49,65	63	171,4	88	487,1
–11	1,78	14	11,99	39	52,44	64	179,3	89	506,1
–10	1,946	15	12,79	40	55,32	65	187,5	90	525,8
–9	2,125	16	13,63	41	58,34	66	196,1	91	546,1
–8	2,321	17	14,53	42	61,5	67	205	92	567
–7	2,532	18	15,48	43	64,8	68	214,2	93	588,6
–6	2,761	19	16,48	44	68,26	69	223,7	94	610,9
–5	3,008	20	17,54	45	71,88	70	233,7	95	633,9
–4	3,276	21	18,65	46	75,65	71	243,9	96	657,6
–3	3,566	22	19,83	47	79,6	72	254,6	97	682,1
–2	3,879	23	21,07	48	83,71	73	265,7	98	707,3
–1	4,216	24	22,38	49	88,02	74	277,2	99	733,2
0	4,579	25	23,76	50	92,51	75	289,1	100	760
1	4,93	26	25,21	51	97,2	76	301,4		
2	5,29	27	26,74	52	102,1	77	314,1		
3	5,69	28	28,35	53	107,2	78	327,3		
4	6,1	29	30,04	54	112,5	79	341		

Додаток 2

Таблиця густини води при температурах від -10 до 90 °С

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
-10	998,15	3	999,99	17	998,8	30	995,61
-9	998,43	4	1000	18	998,62	31	995,21
-8	998,69	5	999,99	19	998,43	32	994,79
-7	998,92	6	999,97	20	998,23	33	994,36
-6	999,12	7	999,93	21	998,02	34	993,94
-5	999,3	8	999,88	22	997,8	35	993,5
-4	999,45	10	999,73	23	997,57	40	991,18
-3	999,58	11	999,63	24	997,32	50	988,04
-2	999,7	12	999,52	25	997,07	60	983,18
-1	999,79	13	999,4	26	996,81	70	977,71
0	999,87	14	999,27	27	996,52	80	972,69
1	999,93	15	999,13	28	996,22	90	965,34
2	999,97	16	998,97	29	995,92		

Додаток 3

Технічні данні асинхронних електричних двигунів

Тип електро-двигуна	Номінальна потужність на валу, кВт	Швидкість обертання, об/хв.	Тип електро-двигуна	Номінальна потужність на валу, кВт	Швидкість обертання, об/хв.
Тип А			Тип АОС		
A42-2	4,5	2870	АОС31-2	2,8	2460
A51-2	7	2890	АОС32-2	4,5	2460
A52-2	10	2890	АОС42-2	7	2480
A61-2	14	2920	АОС51-2	10	2480
A62-2	20	2920	АОС52-2	14	2500
A71-2	28	2930	АОС31-4	0,6	1300
A72-2	40	2930	АОС32-4	1	1300
A81-2	55	2930	АОС41-4	1,7	1300
A82-2	75	2930	АОС42-4	2,8	1300
A91-2	100	2950	АОС51-4	4,5	1335
A92-2	125	2950	АОС52-4	7	1335
A52-4	7	1440	АОС62-4	10	1350
A61-4	10	1450	АОС63-4	14	1350
A62-4	14	1450	АОС72-4	20	1350
A71-4	20	1450	АОС73-4	28	1365
A72-4	28	1450	АОС82-4	40	1380
A81-4	40	1460	АОС83-4	55	1395
A82-4	55	1460	АОС93-4	75	1395
A91-4	75	1460	АОС94-4	100	1395
A92-4	100	1460	АОС41-6	1	860
A42-6	1,7	930	АОС42-6	1,7	860
A51-6	2,8	950	АОС51-6	2,8	870
A52-6	4,5	950	АОС52-6	4,5	890
A61-6	7	970	АОС62-6	7	900
A62-6	10	970	АОС63-6	10	900
A71-6	14	970	АОС72-6	14	900
A72-6	20	970	АОС73-6	20	900
A81-6	28	975	АОС82-6	28	910
A82-6	40	975	АОС83-6	40	910
A91-6	55	980	АОС93-6	55	910
A92-6	75	980	АОС94-6	75	910
A61-8	4,5	730	АОС62-8	4,5	690
A62-8	7	730	АОС63-8	7	675
A71-8	10	730	АОС72-8	10	660
A72-8	14	730	АОС73-8	14	660
A81-8	20	730	АОС82-8	20	670
A82-8	28	730	АОС83-8	28	675
A91-8	40	730	АОС93-8	40	675
A92-8	55	730	АОС94-8	55	675

ЗМІСТ

Вступ (до методичних вказівок).....	3
Завдання.....	5
Вступ.....	7
1. Визначення критичного кавітаційного запасу енергії $\Delta I_{кр}$, коефіцієнту кавітаційної швидкості C , кутової швидкості обертання ротору насоса ω та коефіцієнту швидкості n_s	8
2. Визначення основних розмірів робочого колеса.....	10
3. Розрахунок і побудова меридіанного перетину робочого колеса...	23
4. Розрахунок і побудова середньої лінії лопаті робочого колеса в плані.....	28
5. Розрахунок та профілювання спірального відвідного каналу трапецієвидної форми методом $R \cdot C_u = \text{const}$	31
6. Оцінка дійсної (допустимої) висоти всмоктування насоса..	41
7. Опис конструкції спроектованого насоса та оцінка його придатності для використання за функцією призначення.....	43
8. Загальний висновок по проекту.....	47
Висновок (до методичних вказівок).....	48
Рекомендована література.....	49
Додаток 1.....	50
Додаток 2.....	51
Додаток 3.....	52

Навчальне видання

МОШЕНЦЕВ Юрій Леонідович
ГОГОРЕНКО Олексій Анатолійович

ПРОЕКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ
Методичні вказівки

(українською мовою)

Комп'ютерна верстка *М.В. Удод*
Коректор *М.О. Паненко*

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавництв, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 09.04.09. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 3,3. Обл.-вид. арк. 3,5
Тираж 100 прим. Вид. № 8 Зам. № 43. Ціна договірна.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5

