



Міністерство освіти України

УКРАЇНСЬКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНА
АКАДЕМІЯ

Кафедра теплоенергетики та енергозберігаючих
технологій

О.О. Прокопенко, Н.С. Антоненко

ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ ТА ОСНОВНЕ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

*Навчально-методичний посібник
з курсового проєктування*

*для студентів освітнього ступеня «бакалавр»
денної та заочної форм навчання
спеціальності 015 Професійна освіта (за спеціалізаціями)*

Харків
2024

Міністерство освіти і науки України

УКРАЇНСЬКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНА АКАДЕМІЯ

Кафедра автоматизації, метрології та енергоефективних технологій

О.О. Прокопенко, Н.С. Антоненко

ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ ТА ОСНОВНЕ ОБЛАДНАННЯ НАСОСНИХ СТАНЦІЙ

*Навчально-методичний посібник
з курсового проєктування*

*для студентів освітнього ступеня «бакалавр»
денної та заочної форм навчання
спеціальності 015 Професійна освіта (за спеціалізаціями)*

Затверджено
Науково-методичною радою
Української інженерно-
педагогічної академії
протокол № 7
від 18.06.2024 р.

Харків
2024

УДК 37.091.12:005.962.131

Прокопенко О.О.

Технологічні схеми та основне обладнання насосних станцій : навч.-мет. посібник з курс. проєкт. для студ. ОС «бакалавр» денної і заочн. форм навч. спец. 015 Професійна освіта (за спеціалізаціями) / Укр. інж.-пед. акад. ; упоряд.: О. О. Прокопенко, Н. С. Антоненко – Харків : [б. в.], 2024. – 43 с.

Навчально-методичний посібник з дисципліни «Технологічні схеми та основне обладнання насосних станцій» розроблено на основі робочої програми курсу. У посібнику розглянуті мета і завдання курсового проєктування, наведені варіанти завдань, розглянуті склад, обсяг і структуру курсового проєкту, розглянуті основні методики розрахунку, що використовуються в роботі, а також вказівки щодо виконання курсового проєкту та список рекомендованої літератури.

Видання призначене студентам освітнього ступеня «бакалавр» денної та заочної форм навчання напрямів підготовки: 015 Професійна освіта (за спеціалізаціями).

Рецензент: Г. І. Канюк, докт. техн. наук, проф.

Відповідальний за випуск: Г. І. Канюк, докт. техн. наук, проф.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЄКТ	5
2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	7
2.1 Структура курсового проєкту	7
2.2 Методичні рекомендації до роботи над розділами курсового проєкту	7
3 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ	42
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	43

ВСТУП

Курсове проектування є основою освітнього процесу і його виконання орієнтоване на активні методи оволодіння знаннями, розвиток творчих здібностей студентів.

Курсове проектування є однією з найважливіших складових навчального процесу. В процесі проектування відбувається формування навичок, умінь і знань, і в подальшому забезпечується засвоєння студентом прийомів пізнавальної діяльності, інтерес до творчої роботи і, в кінцевому підсумку, здатність вирішувати навчальні, проєктувальні та наукові завдання, формування у студентів вміння самостійно вирішувати завдання з дисципліни, розвинути самостійність, тобто здатності організовувати і реалізовувати свою діяльність без стороннього керівництва і допомоги.

Студенти можуть пропонувати свої теми курсових проєктів. Для затвердження теми, студент має погодити її з керівником курсового проєкту. До початку роботи.

Студенти мають можливість виконувати комплексні курсові проєкти – при цьому група студентів колегіально комплексно вирішує конкретне фахове завдання, проєкт являє собою підсумок роботи окремих студентів та їх колегіальної праці.

Роль керівника курсового проєкту полягає в оцінці принципових рішень, методичній допомозі, контролі термінів виконання плану і відповідності змісту роботи вимогам, що висувають.

Оформлення курсового проєкту має відповідати вимогам ДСТУ 3008:2015 "Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлення". Електронний варіант пояснювальної записки (файл MS Word) і презентацію курсового проєкту (файл MS Power Point) здобувачі вищої освіти мають подати на перевірку керівнику проєкту не пізніше терміну, встановленого у завданні на курсовий проєкт. Після отримання допуску до захисту курсового проєкту здобувачі роздруковують файли і за добу до захисту передають курсовий проєкт і роздруковку презентації на кафедру. Захист курсового проєкту проходить згідно з розкладом перед комісією до якої крім керівника курсового проєкту входить ще один викладач кафедри. Захист курсових проєктів є відкритим, на захисті можуть бути присутніми інші студенти групи, куратор або інші особи.

1 ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЄКТ

Тема курсового проєкту: «Проектування відцентрового насоса».

Курсове проектування як активну форму навчання здобувачів вищої освіти (ЗВО) передбачено навчальними планами курсу "Технологічні схеми та основне обладнання насосних станцій".

Метою курсового проєкту є проектування відцентрового насоса та воно має такі задачі:

- закріплення знань здобувачів вищої освіти з основ теорії гідравлічних машин, а також практичне оволодіння навичками виконання необхідних розрахунків при їх проектуванні;
- розширення та закріплення здобувачами вищої освіти теоретичних знань в галузі відцентрових насосів об'ємних гідромашин, отримані під час вивчення курсу, надання можливості застосування їх при вирішенні конкретних інженерних завдань;
- формування у здобувачів вищої освіти уміння користуватися довідково-технічною літературою, стандартами та іншими керівно-технічними матеріалами;
- засвоєння ЗВО основних правил та прийомів проектування;
- набуття здобувачем навичок самостійного вирішення спеціальних технічних завдань з оформленням розрахунково-пояснювальної записки та захисту виконаної роботи;
- перевірка готовності здобувача до самостійної роботи під час вирішення окремих технічних завдань.

Виконання курсового проєкту є самостійною творчою роботою з вирішення комплексного інженерного завдання.

У курсовому проєкті студент має виявити досягнутий ним рівень теоретичної, практичної та професійної підготовки, що передбачає вміння:

- зібрати та узагальнити вихідні матеріали з технічної літератури, стандартів, технічних вимог, які забезпечують виконання отриманого завдання;
- обґрунтувати розрахунковим шляхом на необхідному рівні вибір основних параметрів гідромашини та прийнятих конструктивних рішень щодо окремих елементів, деталей та вузлів;
- чітко та наочно відобразити свої пропозиції графічно;
- переконливо, повно і водночас лаконічно викласти свої розрахунки та обґрунтування в пояснювальній записці;
- дати в усній доповіді вичерпний та короткий виклад змісту проєкту;
- захистити положення свого проєкту у відповідях на запитання членів комісії, що розглядає та оцінює проєкт.

Основними задачами, які мають бути вирішені для досягнення мети курсового проектування є такі:

- аналіз загальних відомостей про насоси, їх класифікація;
- аналіз конструкційних особливостей, особливостей проектування і експлуатації відцентрових насосів та основних принципів вибору насосного обладнання;
- обґрунтування методики гідравлічного розрахунку насоса та застосування її для проведення гідравлічного розрахунку відповідно до варіанту завдання на курсовий проєкт;
- обґрунтування методики розрахунку міцності насоса та застосування її для визначення міцності насосу відповідно до варіанту завдання на курсовий проєкт.

Завдання на курсовий проєкт видає керівник. Після отримання завдання здобувач освіти має обговорити з керівником структуру роботи, скласти та затвердити календарний план виконання роботи.

Вихідними даними до курсового проектування є такі:

- витрати через насос Q , м³/год;
- напір насосу H , м;
- число обертів, об/хв.;
- тиск на вході $p_{\text{вх}}$, Па;
- густина рідини ρ , кг/ м³;
- динамічна в'язкість рідини μ_r , Па·с;
- тиск пружної пари $p_{\text{п}}$, Па;
- нормальна товщина лопаті:
 - на вході δ_1 , м,
 - на виході δ , м.

2 МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

2.1 Структура курсового проєкту

Рекомендовано таку структуру курсового проєкту:

Вступ

Розділ 1. Загальні відомості про насоси

Розділ 2. Відцентрові насоси та вибір насосного обладнання

Розділ 3. Гідравлічний розрахунок насоса

Розділ 4. Розрахунок міцності насоса

Висновки

Перелік посилань

2.2 Методичні рекомендації до роботи над розділами курсового проєкту

У вступі до курсового проєкту наводять коротку характеристику роботи, обґрунтовання її актуальності, формулюють мету роботи та задачі.

У розділі 1 наводять загальні відомості про насоси. При цьому рекомендовано враховувати, що відповідно до ГОСТ 17389-72 класифікація всіх насосів поділена на види та різновиди за різними ознаками, наприклад, за принципом дії конструкції.

Умовно насоси можна розділити на дві групи:

- 1) насоси-машини, що наводяться в дію від двигунів;
- 2) насоси-апарати, що діють за рахунок інших джерел енергії і не мають робочих органів, що рухаються.

Насоси-машини бувають:

- лопатеві (відцентрові, осьові, вихрові);
- об'ємні (поршневі, роторні, шестеренні, гвинтові, пересталтичні та ін).

Насоси - апарати бувають:

- струменеві;
- газліфти (у тому числі ерліфти);

Крім цього відомі пристрої та іншого призначення:

- вакуумні насоси;
- теплові насоси.

Лопатеві насоси є основним типом насосів (не менше 75% промислових насосів) за продуктивністю, універсальністю та поширеністю.

У розділі 2 наводять відомості щодо відцентрових насосів та принципів вибору насосного обладнання.

Відцентрові насоси становлять основний клас насосів. Перекачування рідини або створення тиску здійснюється обертанням одного або кількох робочих коліс. В результаті впливу робочого колеса рідина виходить з нього з більш високим тиском і більшою швидкістю, ніж при вході. При цьому відбувається поворот потоку рідини на 90° від осевого напрямку до радіального. Вихідна швидкість перетворюється в корпусі відцентрового насоса тиск перед виходом рідини з насоса.



Рис. 2.1 Відцентровий насос

На рис. 2.1 показано схему типового відцентрового насоса. Рідина надходить до центральної частини робочого колеса (крильчатки). Крильчатка встановлена на валу в корпусі і обертається електричним або іншим двигуном. Енергія обертання передається крильчаткою рідині; рідина переміщується на периферію крильчатки, збирається в кільцевому колекторі (равлику) і видаляється через вихідний патрубок. Патрубок має форму, що розширюється; швидкість потоку в ньому падає, і частина кінетичної енергії рідини, придбаної в робочому колесі насоса, перетворюється на потенційну енергію тиску. Збільшення тиску на виході з насоса може бути досягнуто збільшенням частоти обертання або діаметру крильчатки.

Вхід рідини до колеса організований у центрі. Далі рідина захоплюється лопатками (для зменшення витоків і підвищення міцності лопатки з боків закриті дисками), відкидається до периферії і далі потрапляє в равлик (корпус насоса).

У даній конструкції насоса добре видно перетин, що збільшується, для проходу рідини між робочим колесом і корпусом. Далі прохідний переріз різко зменшується (відсікання потоку) і в корпусі організується канал або отвір для відведення рідини.

Найбільш поширеним типом відцентрових насосів є одноступінчасті відцентрові насоси з горизонтальним розташуванням валу та робочим колесом одностороннього входу.

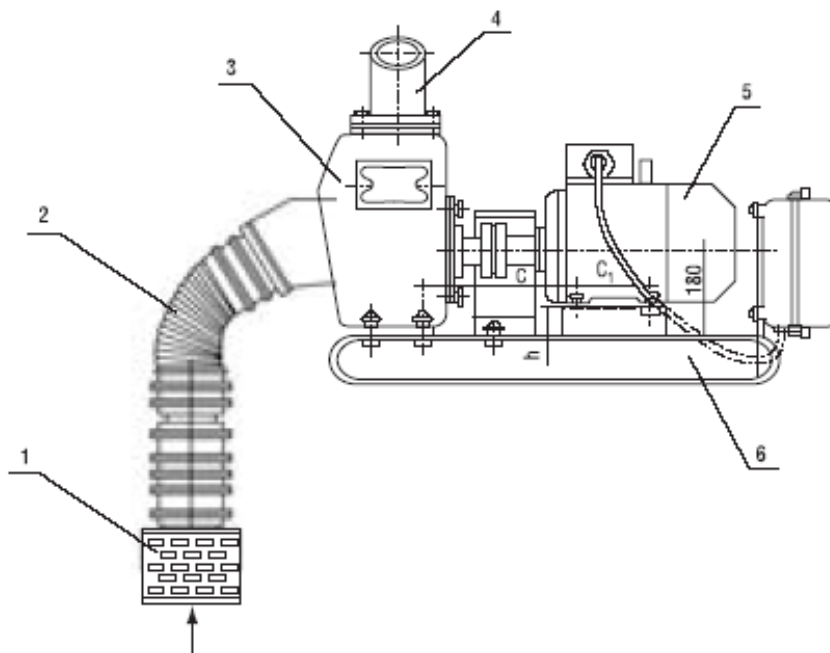


Рис. 2.2 Схема відцентрового самовсмоктувального насоса НЦС-1:

- 1 - донний клапан; 2 - всмоктувальний патрубок; 3 - відцентровий насос;
4 - подавальний патрубок; 5 - електродвигун; 6 - рама

Насос є основним елементом більшості технологічних процесів. Номенклатура насосів перевищує 2000 типорозмірів, а близько 20% всієї електроенергії, яку споживають підприємства, витрачається на привід насосів. У зв'язку із цим вибір насосного агрегату є серйозним інженерним завданням.

Для того, щоб визначитися у виборі насосного агрегату, у кожному конкретному випадку потрібна така інформація:

- для яких цілей використовуватиметься насос?
- який об'єм рідини необхідно транспортувати (витрати) за допомогою насоса з яким тиском (напором)?
- необхідна інформація про робоче (перекачуване) середовище, а саме: в'язкість, хімічна активність, наявність твердих речовин та їх величина,

температурні показники робочого середовища, його вибухо-пожежобезпечність, токсичність.

- умови експлуатації (на відкритому повітрі, у приміщенні, вологість та вибухо-пожежонебезпечність приміщення, де буде експлуатуватися насос).

Визначальними технічними параметрами насоса є подача та тиск (тиск).

Подача - це обсяг рідини, що передається в одиницю часу, виражений в $\text{м}^3/\text{годину}$ або л/сек .

Натиск - це різниця питомих енергій рідини в перерізах після і до насоса, виражена в метрах водяного стовпа.

Крім цього, найважливішими параметрами насоса є споживана потужність N та ККД.

Вибір насоса починають з вибору необхідного напору і подачі. Основні споживчі властивості насоса відбиває його напірна характеристика - залежність напору (тиску) насоса від подачі (витрати), а також характеристика ККД - залежність ККД насосного агрегату від витрати. Напірна характеристика має робочу точку номінального режиму, де ККД агрегату має максимальне значення.

Номінальна подача (витрата) і тиск (тиск), що визначають цю точку, вказуються в позначенні марки насоса і є найбільш сприятливими при експлуатації насоса.

На практиці при виборі насоса враховувати розкид параметрів подачі та натиску, а також можливість знаходження оптимального режиму роботи в межах робочої області його характеристики. Робота електронасоса поза робочою областю веде до зниження ККД та збільшення енерговитрат.

Важливим гідравлічним параметром насоса є вакуумметрична висота всмоктування НВД, що допускається, що характеризує нормальні умови подачі рідини до робочого колеса, при яких забезпечується робота насоса без зміни основних технічних показників. Ця величина виражається у метрах водяного стовпа.

Сприятливі умови підходу рідини, що перекачується, до робочого органу насоса забезпечуються в тому випадку, якщо вакуумметрична висота всмоктування достатня для подолання рідиною відстані між вільною поверхнею резервуара (водойми) і віссю робочого органу.

Всмоктувальні властивості конкретного насоса залежать від тиску навколишнього середовища, тиску на вході в насос швидкості рідкого середовища на вході, його щільності та в'язкості, а також від тиску парів рідини.

Параметри НВД, що даються в каталогах, наводяться для води при температурі 20° і атмосферному тиску, що дорівнює 10м водяного стовпа.

Більшість неприємностей при експлуатації насоса пов'язана з поганими умовами на всмоктуванні та виникненням кавітації.

При перевищенні допускається висоти всмоктування НВД на працюючому насосі відбувається закипання рідини, що перекачується, утворення бульбашок, які при попаданні їх в зону підвищеного тиску викликають серію місцевих (локальних) гідравлічних ударів, званих кавітацією.

Як і будь-яку машину, насосний агрегат характеризує споживана потужність, що визначає вибір комплектуючого двигуна.

Величина необхідної потужності насоса залежить від величини напору і подачі, щільності і в'язкості середовища, що перекачується. З підвищенням питомої ваги та збільшенням в'язкості зростає і споживана потужність.

Розкид номінальних величин коефіцієнта корисної дії ККД насосних агрегатів великий (від 20 до 80%). Такий суттєвий розкид по ККД визначається різним характером взаємодії робочого органу з рідиною.

Зниження споживаної потужності у відцентрових насосів досягається шляхом регулювання процесу зміни подачі та напору.

Регулювання можна здійснювати трьома методами:

- зміною числа оборотів приводу;
- конструктивним методом;
- зміною умов роботи системи «насос - мережа».

Зміна числа обертів приводу є універсальним методом зміни характеристики насоса (як динамічних насосів, так насосів об'ємного типу). При цьому треба враховувати, що подача знаходиться у прямій залежності від оборотів, а натиск (у відцентрових насосах) – у квадратичній залежності.

Відцентрові насоси та вентилятори мають змінну механічну характеристику навантаження, що описується рівнянням квадратичної параболи, отже, споживана потужність пропорційна кубу швидкості обертання. Із цього випливає, що навіть невелике зниження швидкості електроприводу може дати значний виграш у потужності.

Пуск насоса слід проводити при заповнених всмоктувальному трубопроводі та корпусі насоса та закритій напірній засувці (вихрові та осьові насоси запускаються при відкритій напірній засувці); забороняється здійснювати пуск насоса при закритій або не повністю відкритій засмоктувачі, а також працювати більше 2 ... 3 хвилин при закритій напірній засувці.

У розділі 3 проводять гідравлічний розрахунок насоса.

Далі наведено методичні рекомендації до виконання розділу, розглянуто методику та алгоритми розрахунків, представлено зразки розрахунків.

Виконаємо проєктні розрахунки для таких вихідних даних:

витрати через насос $Q=250$ м³/год;

напір насосу $H=36$ м;

число обертів 1450 об/хв.;

тиск на вході $p_{вх} = \text{Па}$; густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
динамічна в'язкість рідини $\mu_r = \text{Па} \cdot \text{с}$;
тиск пружної пари $p_p = \text{Па}$;
нормальна товщина лопаті:
на вході $\delta_1 = 0,005 \text{ м}$,
на виході $\delta_2 = 0,01 \text{ м}$.

Розрахунок параметрів на вході у колесо

Натиск на вході в насос визначають за формулою:

$$h_{вх} = \frac{p_{вх}}{9,81 \cdot \gamma}, \quad (2.1)$$

де $p_{вх}$ - надлишковий тиск на вході в насос, [Па];
 γ - щільність рідини, що перекачується, [кг/м. куб.].

$$h_{вх} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 1000} = 10,19368 \text{ м.}$$

Знайдемо падіння натиску на вході:

$$\Delta h_{\text{дин.доп}} = h_{вх} - \frac{p_p}{9,81 \cdot \gamma}, \quad (2.2)$$

де p_p - тиск пружності парів, [Па];

Приймаємо коефіцієнт кавітації швидкохідності $C = 1000$

Визначаємо максимальну допустиму кількість обертів за хвилину, [об/хв]:

$$n_{\text{max}} = \frac{C \cdot \Delta h_{\text{дин.доп}}^{\frac{3}{4}}}{5,62 \cdot \sqrt{Q}}, \quad (2.3)$$

де Q - витрата через насос, [м³/с].

$$n_{\text{max}} = \frac{1000 \cdot 9,957798^{\frac{3}{4}}}{5,62 \cdot \sqrt{50 / 3600}} = 8463,547231 \text{ об/хв.}$$

Обчислимо коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}, \quad (2.4)$$

де H - напір насоса.

$$n_s = 3,65 \cdot 1450 \cdot \frac{\sqrt{50 / 3600}}{12,5^{\frac{3}{4}}} = 93,823603.$$

Об'ємний ККД попередньо приймаємо $\eta_{об} = 0,8$.

Знаходимо витрату через колесо, [м³/с]:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (2.5)$$

$$Q = \frac{50 / 3600}{0,8} = 0,017361 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Визначаємо швидкість на вході в колесо, [м/с]:

$$C_0 = K_c \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2}, \quad (2.6)$$

де K_c - коефіцієнт з діапазону (0,051 ... 0,035).

$$C_0 = 0,05 \cdot \sqrt[3]{50 / 3600 \cdot (1450 / 60)^2} = 1,539706 \text{ м/с}.$$

Знаходимо наведений діаметр входу, [м]:

$$D_{0np} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.7)$$

де K_d - коефіцієнт з діапазону (3,5...4,5).

$$D_{0np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50 / 3600}{1450 / 60}} = 0,095568 \text{ м}$$

Обчислимо потужність, що споживається насосом, [кВт]:

$$N_n = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta}, \quad (2.8)$$

де η - КПД насоса приймаємо 0,7.

$$N_n = \frac{50 / 3600 \cdot 12,5 \cdot 1000}{102 \cdot 0,7} = 2,431528 \text{ кВт}.$$

Находим крутильний момент, [Н·м]

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_n}{n}, \quad (2.9)$$

Визначимо діаметр валу з розрахунку на кручення, [м]:

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau}}, \quad (2.10)$$

де $\tau = 20 \cdot 10^6$ - додаткова напруга на кручення, [Н/м]²

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{16,022932}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,015882 \text{ м}$$

Обчислимо діаметр втулки, [м]:

$$d_{вт} = 1,2 \cdot d_v, \quad (2.11)$$

$$d_{вт} = 1,2 \cdot 0,015882 = 0,019058 \text{ м}.$$

Знаходим діаметр входу в колесо, [м]:

$$D_0 = \sqrt{D_{0np}^2 + d_{вт}^2}. \quad (2.12)$$

Визначаємо діаметр середньої точки входу кромки лопаті, [м]:

$$D_1 = 0,9 \cdot D_0. \quad (2.13)$$

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,087705 = 0,087705.$$

Знаходимо ширину лопаті на вході, [м]:

$$b_1 = 1,2 \cdot \frac{D_0^2}{4 \cdot D_1}, \quad (2.14)$$

$$b_1 = 1,2 \cdot \frac{0,09745^2}{4 \cdot 0,087705} = 0,032483 \text{ м.}$$

Визначаємо площу входу в робоче колесо, [м²]:

$$F_{1.0} = \pi \cdot D_1 \cdot b_1, \quad (2.15)$$

$$F_{1.0} = 3,14 \cdot 0,087705 \cdot 0,032483 = 0,00895 \text{ м}^2.$$

Знаходимо меридіанну швидкість на вході, [м/с]:

$$C_{0m} = \frac{Q}{F_{1.0}}. \quad (2.16)$$

$$C_{0m} = \frac{0,017361}{0,00895} = 1,939736 \text{ м/с.}$$

Приймаємо, що на вході закрутки потоку немає $C_{0m} = 0$.

Меридіанна швидкість після надходження потоку в міжлопатковий канал, [м/с] буде:

$$C_{1m} = K_1 \cdot C_{0m}, \quad (2.17)$$

де K_1 - коефіцієнт стиснення на вході приймаємо рівним 1,67.

$$C_{1m} = 1,67 \cdot 1,939736 = 3,23936 \text{ м/с.}$$

Обчислимо окружну швидкість, [м/с]:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.18)$$

$$u_1 = \frac{3,14 \cdot 0,087705 \cdot 1450}{60} = 6,658723 \text{ м/с.}$$

Знайдемо кут безударного надходження потоку на лопату:

$$\beta_0 = \arctg\left(\frac{C_{1m}}{u_1}\right), \quad (2.19)$$

$$\beta_0 = \arctg\left(\frac{3,23936}{6,658723}\right) = 25,942161^\circ.$$

Приймаємо кут атаки $\beta_a = 4^\circ$.

Визначимо кут установки лопаті на вході:

$$\beta_1 = \beta_0 + \beta_a, \quad (2.20)$$

$$\beta_1 = 4^\circ + 25,942161^\circ = 29,942161^\circ.$$

Розрахунок параметрів на виході з колеса

Обчислимо гідравлічний ККД насоса при $n_s = 50 \dots 110$ (не більше $0,7 \dots 0,85$):

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{\left[\lg(D_{0np} \cdot 10^3) - 0,172 \right]^2}, \quad (2.21)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{\left[\lg(0,095568 \cdot 10^3) - 0,172 \right]^2} = 0,8.$$

Знаходимо теоретичний натиск, [м]:

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}, \quad (2.22)$$

$$H_T = \frac{12,5}{0,8} = 15,625 \text{ м.}$$

Визначаємо окружну швидкість на виході з насоса у першому наближенні, [м/с]:

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot H_T}{K_{u_u}}}. \quad (2.23)$$

де K_{u_u} - коефіцієнт окружної складової абсолютної швидкості, при виході потоку вибираємо $(0,4 \dots 0,7)$ при $n_s = 70 \dots 150$.

$$u_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 15,625}{0,5}} = 17,508926 \text{ м/с.}$$

Знаходимо діаметр колеса на виході у першому наближенні, [м]:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}, \quad (2.24)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 17,508926}{3,14 \cdot 1450} = 0,230618 \text{ м}$$

Задаємося меридіанною швидкістю на виході з колеса. При необхідності отримання на виході ширшого колеса приймають менше значення $(0,5 \dots 1,0)$:

$$C_{3m} = 0,5 \cdot C_{0m}, \quad (2.25)$$

$$C_{3m} = 0,5 \cdot 1,939736 = 0,969868 \text{ м/с.}$$

Меридіанна швидкість на виході з колеса [м/с] визначиться за формулою:

$$C_{2m} = K_2 \cdot C_{3m}, \quad (2.26)$$

де K_2 - коефіцієнт стиснення на виході, приймаємо рівним 1,27.

$$C_{2m} = 1,27 \cdot 0,969868 = 1,231733 \text{ м/с}$$

Знайдемо оптимальний коефіцієнт дифузорності:

$$W = 9,2 - 0,341 \cdot n_s + 5,78 \cdot 10^{-3} \cdot n_s^2 - 4,7 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^3 + 1,83 \cdot 10^{-7} \cdot n_s^4 - 2,73 \cdot 10^{-10} \cdot n_s^5 \quad (2.27)$$

Визначимо кут установки лопаті на виході:

$$\beta_2 = \arcsin \left(W \cdot \frac{C_{3m}}{C_{0m}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (2.28)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,464571 \cdot \frac{0,969868}{1,939736} \cdot \frac{1,27}{1,67} \cdot \sin 29,942161^\circ \right) = 16,138301^\circ$$

Обчислимо оптимальне число лопатей (беремо цілу частину):

$$z = \left\lceil 6,5 \cdot \frac{\frac{D_2}{2} + \frac{D_1}{2}}{\frac{D_2}{2} - \frac{D_1}{2}} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \right\rceil, \quad (2.29)$$

$$z = \left\lceil 6,5 \cdot \frac{\frac{0,230618}{2} + \frac{0,087705}{2}}{\frac{0,230618}{2} - \frac{0,087705}{2}} \cdot \sin \left(\frac{29,942161 + 16,138301}{2} \right) \right\rceil = 6.$$

Знайдемо досвідчений коефіцієнт при $n_s < 150$ за формулою:

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin \beta_2, \quad (2.30)$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 16,138301^\circ = 0,76677411$$

Визначимо коефіцієнт, що враховує кінцеве число лопатей:

$$n_n = \frac{\psi}{z} \cdot \frac{\left(\frac{D_2}{2} \right)^2}{\frac{\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2}{2}}, \quad (2.31)$$

$$n_n = \frac{0,76677411}{6} \cdot \frac{\left(\frac{0,230618}{2} \right)^2}{\frac{\left(\frac{0,230618}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,087705}{2} \right)^2}{2}} = 0,298808.$$

Обчислимо теоретичний натиск, [м] при $z = \infty$:

$$H_{T.неск} = H_T \cdot (1 + n_n) \quad (2.32)$$

$$H_{T.неск} = 15,625 \cdot (1 + 0,298808) = 20,293883 \text{ м.}$$

Визначимо окружну швидкість на виході у другому наближенні, [м/с]:

$$u_2 = \frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} \right)^2 + 9,81 \cdot H_{T.неск}}, \quad (2.33)$$

$$u_2 = \frac{1,231733}{2 \cdot \operatorname{tg} 16,138301^\circ} + \sqrt{\left(\frac{1,231733}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta 16,138301^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 20,293883} = 16,39768 \text{ м/с}.$$

Знайдемо діаметр колеса на виході у другому наближенні, [м]: $D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n}$,

(2.34)

$$D_2 = \frac{60 \cdot 16,39768}{3,14 \cdot 1450} = 0,215981 \text{ м}$$

За знайденим значенням D_2 знаходимо третє наближення:

Визначаємо коефіцієнт, що враховує кінцеву кількість лопатей:

$$n_n = \frac{\psi}{z} \cdot \frac{\left(\frac{D_2}{2} \right)^2}{\frac{\left(\frac{D_2}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_1}{2} \right)^2}{2}},$$

$$n_n = \frac{0,76677411}{6} \cdot \frac{\left(\frac{0,215981}{2} \right)^2}{\frac{\left(\frac{0,215981}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,087705}{2} \right)^2}{2}} = 0,30606.$$

Теоретичний натиск, [м] при $z = \infty$ дорівнюватиме:

$$H_{T.неск} = 15,625 \cdot (1 + 0,30606) = 20,407192 \text{ м}$$

Знайдемо окружну швидкість на виході після третього наближення [м/с]:

$$u_2 = \frac{1,231733}{2 \cdot \operatorname{tg} 16,138301^\circ} + \sqrt{\left(\frac{1,231733}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta 16,138301^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 20,407192} = 16,436576 \text{ м/с}$$

Обчислимо діаметр колеса на виході після третього наближення, [м]:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 16,436576}{3,14 \cdot 1450} = 0,216493 \text{ м}.$$

Визначимо окружну складову абсолютної швидкості, [м/с]:

$$C_{2u} = u_2 - C_{2m} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (2.35)$$

$$C_{2u} = 16,436576 - 1,231733 \cdot \operatorname{ctg} 16,138301^\circ = 12,179821 \text{ м/с}.$$

Уточнюємо коефіцієнти стиснення.

Знаходимо крок лопатей на вході:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}, \quad (2.36)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,087705}{6} = 0,045922.$$

Обчислимо крок лопатей на виході:

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z}, \quad (2.17)$$

$$t_2 = \frac{3,14 \cdot 0,216493}{6} = 0,113356.$$

Знайдемо коефіцієнти стиснення за формулами:

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{\delta_1}{t_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (2.38)$$

$$K_1 = \frac{1}{1 - \frac{0,005}{0,045922 \cdot \sin 29,942161^\circ}} = 1,279003,$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{\delta_2}{t_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (2.39)$$

$$K_2 = \frac{1}{1 - \frac{0,01}{0,113356 \cdot \sin 16,138301^\circ}} = 1,464943.$$

Ширина лопаті на виході, [м] визначиться за такою формулою:

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{3m}}, \quad (2.40)$$

$$b_2 = \frac{0,017361}{3,14 \cdot 0,216493 \cdot 0,969868} = 0,026319 \text{ м.}$$

Обчислимо відносні швидкості на вході та виході крильчатки, [м/с]:

$$\omega_1 = K_1 \cdot \frac{C_0}{\sin \beta_1}, \quad (2.41)$$

$$\omega_1 = 1,279003 \cdot \frac{1,539706}{\sin 29,942161^\circ} = 3,945478 \text{ м}$$

$$\omega_2 = K_2 \cdot \frac{C_{3m}}{\sin \beta_2}, \quad (2.42)$$

$$\omega_2 = 1,464943 \cdot \frac{0,969868}{\sin 16,138301^\circ} = 5,111592 \text{ м.}$$

Визначимо кут виходу потоку з колеса:

$$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{C_{2m}}{u_2 - C_{2m} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \right), \quad (2.43)$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{1,231733}{16,436576 - 1,231733 \cdot \text{ctg}16,138301^\circ}\right) = 5,77463^\circ,$$

Знайдемо окружну складову абсолютної швидкості відразу після виходу з колеса [м]:

$$C_{3u} = \frac{9,8 \cdot H_T}{u_2}, \quad (2.44)$$

$$C_{3u} = \frac{9,8 \cdot 15,625}{16,436576} = 9,316113 \text{ м/с.4}$$

Розрахунок наближеного профілю лопаток

Обчислимо радіус вигину лопаті (для лопатей, окреслених дугою кола):

$$R_n = \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{D_2}{2} \cdot \cos \beta_2 - \frac{D_1}{2} \cdot \cos \beta_1\right)}, \quad (2.45)$$

$$R_n = \frac{\left(\frac{0,216493}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,087705}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{0,216493}{2} \cdot \cos 16,138301^\circ - \frac{0,087705}{2} \cdot \cos 29,942161^\circ\right)} = 0,07422 \text{ м}$$

Визначимо центральний кут дуги лопатки:

$$\Omega = \pi - 2 \cdot \left(\beta_2 + \arctg \left(\frac{\frac{D_1}{2} \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)}{\frac{D_2}{2} - \frac{D_1}{2} \cdot \cos(\beta_1 + \beta_2)} \right) \right), \quad (2.46)$$

$$\Omega = 3,14 - 2 \times$$

$$\times \left(16,138301 + \arctg \left(\frac{\frac{0,087705}{2} \cdot \sin(29,942161 + 16,138301)}{\frac{0,216493}{2} - \frac{0,087705}{2} \cdot \cos(29,942161 + 16,138301)} \right) \right) =$$

$$= 103,542734^\circ.$$

Знайдемо довжину лопаті, [м]:

$$L_n = \frac{\Omega}{180^\circ} \cdot \pi \cdot R_n, \quad (2.47)$$

$$L_n = \frac{103,542734}{180^\circ} \cdot 3,14 \cdot 0,07422 = 0,134128 \text{ м.}$$

Товщина лопаті на відстані 45 мм від вхідної кромки [м] визначиться за

формулою:

$$\delta_{0,045} = \frac{0,045}{L_n} \cdot (\delta_2 - \delta_1) + \delta_1, \quad (2.48)$$

$$\delta_{0,045} = \frac{0,045}{0,134128} \cdot (0,01 - 0,005) + 0,005 = 0,006678 \text{ м.}$$

Розрахунок витоків та об'ємного ККД

Для розрахунку необхідно задати наступні параметри:

Радіус розташування ущільнення, [м] $R_y = \frac{D_0}{2} + 0,005$;

Радіальний проміжок ущільнення, [м] $\delta_y = 0,0002$;

Довжина ущільнення [м] $l_y = 0,015$

Визначимо статичний напір колеса (приблизно):

$$H_{CT} = 0,7 \cdot H + \frac{P_{ex}}{9,81 \cdot \gamma}, \quad (2.49)$$

$$H_{CT} = 0,7 \cdot 12,5 + \frac{1,013 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 1000} = 18,94368 \text{ м.}$$

Знайдемо натиск, що втрачається в ущільненні, [м]:

$$H_y = H_{CT} - \frac{u_2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \left(\frac{R_y}{D_2/2} \right)^2 \right), \quad (2.50)$$

$$H_y = 18,94368 - \frac{16,436576}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \left(\frac{0,014529}{0,216493/2} \right)^2 \right) = 16,349244 \text{ м.}$$

Обчислимо коефіцієнт витрати для гладкого щілинного ущільнення:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_n \cdot l_y}{2 \cdot \delta_y} + 1,5}}, \quad (2.51)$$

де λ_n - коефіцієнт втрат з інтервалу (0,04 ... 0,08).

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,08 \cdot 0,015}{2 \cdot 0,0002} + 1,5}} = 0,471405.$$

Витік через ущільнення, [м³/с], визначиться за формулою:

$$\Delta Q_y = \mu \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_y \cdot \delta_y \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot H_y},$$

$$\Delta Q_y = 0,471405 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,053725 \cdot 0,0002 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16,349244} = 0,00057 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Визначимо об'ємний ККД:

$$\eta_{об} = \frac{Q' - \Delta Q_y}{Q'}, \quad (2.52)$$

$$\eta_{об} = \frac{0,017361 - 0,00057}{0,017361} = 0,967168.$$

Розрахунок гідравлічного ККД лопаткового колеса

а) Втрати на тертя у міжлопаткових каналах

Гідравлічні діаметри міжлопаткового каналу на вході та виході, [м], обчислимо за формулами:

$$D_{1\Gamma} = \frac{\frac{2 \cdot t_1}{K_1} \cdot b_1 \cdot \sin \beta_1}{\frac{t_1}{K_1} \cdot \sin \beta_1 + b_1}, \quad (2.53)$$

$$D_{1\Gamma} = \frac{\frac{2 \cdot 0,045922}{1,279003} \cdot 0,032483 \cdot \sin 29,942161}{\frac{0,045922}{1,279003} \cdot \sin 29,942161 + 0,032483} = 0,023099 \text{ м}.$$

$$D_{2\Gamma} = \frac{\frac{2 \cdot t_2}{K_2} \cdot b_2 \cdot \sin \beta_2}{\frac{t_2}{K_2} \cdot \sin \beta_2 + b_2}, \quad (2.54)$$

$$D_{2\Gamma} = \frac{\frac{2 \cdot 0,113356}{1,464943} \cdot 0,026319 \cdot \sin 16,138301}{\frac{0,113356}{1,464943} \cdot \sin 16,138301 + 0,026319} = 0,023672 \text{ м}.$$

Знайдемо середній гідравлічний діаметр міжлопаткового каналу, [м]:

$$D_{\Gamma.ср} = \frac{D_{1\Gamma} + D_{2\Gamma}}{2}, \quad (2.55)$$

$$D_{\Gamma.ср} = \frac{0,023099 + 0,023672}{2} = 0,023385 \text{ м}.$$

Обчислимо середню відносну швидкість у міжлопатковому каналі, [м/с]:

$$\omega_{ср} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad (2.56)$$

$$\omega_{cp} = \frac{3,945478 + 5,111592}{2} = 4,528535 \text{ м/с.}$$

Визначимо середню витратну швидкість, [м/с]:

$$C_{mcp} = \frac{C_{1m} + C_{2m}}{2}, \quad (2.57)$$

$$C_{mcp} = \frac{3,23936 + 1,231733}{2} = 2,235546 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт опору при перебігу в нерухомих каналах знайдемо за формулою:

$$\lambda_c = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg\left(\frac{D_{г.ср}}{k}\right)\right)^2}, \quad (2.58)$$

де k - коефіцієнт шорсткості [м] (для поверхні після лиття 0,05 ... 0,1 мм).

$$\lambda_c = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \cdot \lg\left(\frac{0,023385}{0,05 \cdot 10^{-3}}\right)\right)^2} = 0,01995.$$

Обчислимо кінематичну в'язкість рідини, [м²/с]:

$$\nu = \frac{\mu_{жс}}{\gamma}, \quad (2.59)$$

$$\nu = \frac{1,01 \cdot 10^{-3}}{1000} = 1,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Знайдемо число Рейнольдса за витратною швидкістю:

$$\text{Re}_{C_m} = \frac{C_{mcp} \cdot b_2}{\nu}, \quad (2.60)$$

$$\text{Re}_{C_m} = \frac{2,235546 \cdot 0,026319}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 58251,899887$$

Визначимо число Рейнольдса за окружною швидкістю:

$$\text{Re}_{u_2} = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu}, \quad (2.61)$$

$$\text{Re}_{u_2} = \frac{16,436576 \cdot 0,216493}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 3,523179 \cdot 10^6.$$

Коефіцієнт, визначимо за формулою:

$$m = 1,85 + 0,18 \cdot 10^{-4} \cdot \text{Re}_{C_m}, \quad (2.62)$$

$$m = 1,85 + 0,18 \cdot 10^{-4} \cdot 58251,899887 = 2,898588.$$

Знайдемо коефіцієнт опору при перебігу рідини міжлопатевим каналом:

$$\lambda_{\omega} = \lambda_c \left(1 + \frac{(3.62 \cdot 10^{-7} \cdot \text{Re}_{u_2})^m}{2 \cdot m + 1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{2 \cdot m + 1}}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)} \right), \quad (2.63)$$

$$\lambda_{\omega} = 0,01995 \times \left(1 + \frac{(3,62 \cdot 10^{-7} \cdot 3,523179 \cdot 10^6)^{2,898588}}{2 \cdot 2,898588 + 1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{0,087705}{0,216493} \right)^{2 \cdot 2,898588 + 1}}{1 - \left(\frac{0,087705}{0,216493} \right)} \right) = 0,029915.$$

Обчислимо втрати на тертя в міжлопатевих каналах, [м]:

$$\Delta h_{Tp} = \frac{L_{\pi}}{D_{\Gamma.ср}} \cdot \frac{\omega_{ср}^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \lambda_{\omega}, \quad (2.64)$$

$$\Delta h_{Tp} = 0,029915 \cdot \frac{0,134128}{0,023385} \cdot \frac{4,528535^2}{2 \cdot 9,81} = 0,179341 \text{ м.}$$

б) Втрати на вихроутворення

Втрати на виховання, [м]

$$\Delta h_{вихр} = \xi_{вихр} \cdot \frac{\omega_1^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.65)$$

де $\xi_{вихр}$ - коефіцієнт втрат на вихроутворення, приймаємо рівним 0,35.

$$\Delta h_{вихр} = 0,35 \cdot \frac{3,945478^2}{2 \cdot 9,81} = 0,277695 \text{ м.}$$

в) Втрати на дифузорність

Втрати на дифузорність, [м]

$$\Delta h_{диф} = \xi_{диф} \cdot \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.66)$$

де $\xi_{диф}$ - коефіцієнт втрат на дифузорність, приймаємо, що він дорівнює 0,45.

$$\Delta h_{диф} = 0,45 \cdot \frac{|3,945478^2 - 5,111592^2|}{2 \cdot 9,81} = 0,242238 \text{ м.}$$

г) Сумарні втрати напору в лопатевому колесі

$$\Delta h_{\kappa} = \Delta h_{Tp} + \Delta h_{вихр} + \Delta h_{диф}, \quad (2.67)$$

$$\Delta h_{\kappa} = 0,179341 + 0,277695 + 0,242238 = 0,699274 \text{ м.}$$

Розрахунок теоретичного напору насоса

Визначимо статичний натиск крильчатки, [м]:

$$H_{CT} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.68)$$

$$H_{CT} = \frac{5,111592^2 - 3,945478^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{16,436576^2 - 6,658723^2}{2 \cdot 9,81} = 12,048115 \text{ м.}$$

Знайдемо динамічний натиск крильчатки, [м]:

$$H_{дин} = \frac{C_{2m}^2 - C_{1m}^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{C_{2u}^2 - C_{0u}^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.69)$$

$$H_{дин} = \frac{1,231733^2 - 3,23936^2}{2 \cdot 9,81} + \frac{12,179821^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81} = 7,103555 \text{ м.}$$

Обчислимо повний натиск, [м]:

$$H_T = H_{CT} + H_{дин}, \quad (2.70)$$

$$H_T = 12,048115 + 7,103555 = 19,15167 \text{ м.}$$

Розрахунок спірального відведення

а) Розрахунок відводу

Визначимо ширину відводу, [м]:

$$b_4 = b_2 + 0,05 \cdot D_2, \quad (2.71)$$

$$b_4 = 0,026319 + 0,05 \cdot 0,216493 = 0,037144 \text{ м.}$$

Знайдемо радіус розташування язика відводу, [м]:

$$r_4 = \frac{D_2 \cdot 1,05}{2}, \quad (2.72)$$

$$r_4 = \frac{0,216493 \cdot 1,05}{2} = 0,113659 \text{ м.}$$

Радіальний зазор між колесом та язиком відводу, [м], визначаємо за формулою:

$$\delta_r = r_4 - \frac{D_2}{2}, \quad (2.73)$$

$$\delta_r = 0,113659 - \frac{0,216493}{2} = 0,005412 \text{ м.}$$

Кут атаки язика відводу приймаємо:

$$i_{яз} = 4^\circ.$$

Визначаємо кут язика відводу:

$$\alpha_{яз} = \alpha_2 + i_{яз}, \quad (2.74)$$

$$\alpha_{яз} = 5,77463 + 4 = 9,77463^\circ.$$

Приймаємо відношення швидкостей $\Xi = C_\Gamma / C_{2u} = 0,65$, звідки швидкість потоку в горлі, [м/с]:

$$C_\Gamma = 0,65 \cdot C_{2u}, \quad (2.75)$$

$$C_\Gamma = 0,65 \cdot 12,179821 = 7,916884 \text{ м/с}.$$

Знайдемо площу горла, [м²]:

$$F_\Gamma = \frac{Q}{C_\Gamma}, \quad (2.76)$$

$$F_\Gamma = \frac{50}{7,916884 \cdot 3600} = 0,001754 \text{ м}^2.$$

Обчислимо еквівалентний діаметр горла, [м]:

$$D_{горла} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_\Gamma}{\pi}}, \quad (2.77)$$

$$D_{горла} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001754}{3,14}} = 0,047262 \text{ м}.$$

Визначаємо висоту горла для прямокутного перерізу збірки, [м]:

$$h_\Gamma = \frac{F_\Gamma}{b_4}, \quad (2.78)$$

$$h_\Gamma = \frac{0,001754}{0,037144} = 0,047231 \text{ м}.$$

Попередньо приймаємо швидкість потоку на виході з насоса, [м/с]:

$$C_{вих} = 4; \quad (2.79)$$

Знайдемо площу вихідного перерізу дифузора (напірного патрубка), [м²]:

$$F_{вих} = \frac{Q}{C_{вих}}; \quad (2.80)$$

$$F_{вих} = \frac{50}{4 \cdot 3600} = 0,003472 \text{ м}^2.$$

Діаметр вихідного перерізу дифузора (напірного патрубка), [м], розрахуємо за формулою:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вих}}{\pi}}, \quad (2.81)$$

Отримане значення округляємо до найближчого із стандартного ряду діаметрів фланців $D_{вих} = 0,08 \text{ м}.$

Уточнюємо $F_{вих}$ і $C_{вих}$ за формулами:

$$F_{вих} = \frac{\pi \cdot D_{вих}^2}{4}, \quad (2.82)$$

$$F_{вих} = \frac{3.14 \cdot 0,06649^2}{4} = 0,005024 \text{ м};$$

$$C_{вих} = \frac{Q}{F_{вих}}, \quad (2.83)$$

$$C_{вих} = \frac{50}{0,06649 \cdot 3600} = 2,763107 \text{ м/с}.$$

Довжина конічного дифузора має задовольняти умови: $L_{\kappa\delta} / D_{горла} < 2,5 \dots 3,0$.

Попередньо приймаємо:

$$L_{\kappa\delta} = 2,5 \cdot D_{горла}, \quad (2.84)$$

Знаходимо еквівалентний кут кін. дифузора (опт. значення не більше 6 ... 10):

$$\alpha_e = 2 \cdot \arctg \left(\frac{D_{вих} - D_{горла}}{2 \cdot L_{\kappa\delta}} \right), \quad (2.85)$$

$$\alpha_e = 2 \cdot \arctg \left(\frac{0,06649 - 0,047262}{2 \cdot 0,118155} \right) = 15,774952^\circ.$$

б) Втрати у спіральному відводі

Рівняння логарифмічної спіралі в полярних координатах (7 точках, $i = 1 \dots 7$):

$$\varphi = \alpha_2 + \frac{2 \cdot \pi - \alpha_2}{6} \cdot (i - 1), \quad (2.86)$$

$$R_{c_i} = r_4 \cdot e^{\varphi_i \cdot \lg \alpha_2}. \quad (2.87)$$

Площа поперечного перерізу і периметр спірального збірника, що змочується, $[м^2]$, $[м]$:

$$F_i = b_4 \cdot \left(R_{c_i} - \frac{D_2}{2} \right), \quad (2.88)$$

$$\Pi_i = b_4 + 2 \cdot \left(R_{c_i} - \frac{D_2}{2} \right). \quad (2.89)$$

Визначимо ці параметри для семи точок, зведемо дані до табл. 3.1.

Таблиця 2.1

Результати розрахунків

i	φ_i , град.	R_{ci} , м	F_i , м ²	Π_i , м
1	0,100786	0,114823	0,000244	0,050297
2	1,131186	0,127434	0,000713	0,075518
3	2,161586	0,14143	0,001233	0,10351
4	3,191986	0,156962	0,001809	0,134575
5	4,222386	0,174201	0,00245	0,169052
6	5,252785	0,19333	0,00316	0,207315
7	6,283185	0,214566	0,003949	0,249781

Обчислимо діаметр труби того ж гідравлічного радіусу для будь-якого перерізу спіралі, [м]:

$$D_{r_i} = \frac{4 \cdot F_i}{\Pi_i}. \quad (2.90)$$

Таблиця 2.2

Результати розрахунків діаметру труби

i	1	2	3	4	5	6	7
D_{r_i}	0,019405	0,037766	0,047648	0,053769	0,05797	0,06097	0,063239

Визначаємо середній гідравлічний діаметр спіралі, [м]:

$$D_{r.cp} = \frac{\sum_{i=1}^7 D_{r_i}}{7}, \quad (2.91)$$

$$D_{r.cp} = \frac{0,019405 + 0,037766 + 0,047648 + 0,053769}{7} + \frac{0,05797 + 0,06097 + 0,063239}{7} = 0,048682 \text{ м.}$$

Середню швидкість руху в спіральній збірці, [м/с], розраховують за формулою:

$$C_{cp.cn} = \frac{\left(\frac{0,100786}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,000244 \cdot 3600} \right) + \left(\frac{1,131186}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,000713 \cdot 3600} \right)}{7} +$$

$$+ \frac{\left(\frac{2,161586}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,001233 \cdot 3600} \right) + \left(\frac{3,191986}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,001809 \cdot 3600} \right)}{7} +$$

$$+ \frac{\left(\frac{4,222386}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,00245 \cdot 3600} \right) + \left(\frac{5,251785}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,00316 \cdot 3600} \right)}{7} +$$

$$+ \frac{\left(\frac{6,283185}{2 \cdot 3,14} \cdot \frac{50}{0,003949 \cdot 3600} \right)}{7} = 3,313924 \text{ м/с.}$$

За довжину еквівалентного трубопроводу приймаємо половину довжини спіралі.

Знаходимо довжину спіралі, [м]:

$$I_{cn} = \frac{\sqrt{1 + \tan(\alpha_2)^2}}{\tan(\alpha_2)} (R_{c_7} - R_{c_1}), \quad (2.92)$$

$$I_{cn} = \frac{\sqrt{1 + \tan(5,77463)^2}}{\tan(5,77463)} (0,214566 - 0,114823) = 0,991317 \text{ м.}$$

Визначимо число Рейнольдса за середньою швидкістю у спіральному дифузори:

$$Re_{cp.cn} = \frac{C_{cp.cn} \cdot C_{r.cp}}{\nu}, \quad (2.93)$$

$$Re_{cp.cn} = \frac{3,313924 \cdot 0,048682}{1,01 \cdot 10^{-6}} = 159731,1353.$$

Обчислимо еквівалентну шорсткість [с], тобто. таку рівномірну шорсткість, яка дає при підрахунку однакову із заданою шорсткістю величину λ :

$$\Delta = Re_{cp.cn} \cdot \frac{k}{D_{r.cp}}, \quad (2.94)$$

$$\Delta = 159731,1353 \cdot \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,048682} = 164,055642 \text{ с.}$$

Гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі) для трьох областей гідравлічних опорів, якщо $10 < \Delta < 500$ (перехідна область) буде розрахований за формулою:

$$\lambda(\Delta) = 0,11 \cdot \left(\frac{k}{D_{\text{ср.сн}}} + \frac{68}{\text{Re}_{\text{ср.сн}}} \right)^{0,25}; \quad (2.95)$$

$$\lambda(\Delta) = 0,11 \cdot \left(\frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{0,048682} + \frac{68}{159731,1353} \right)^{0,25} = 0,021476.$$

Знайдемо втрати на тертя об стінки в спіральній збірці, [м]:

$$\Delta h_{\text{тр.сн}} = \lambda \cdot \frac{I_{\text{ср.сн}}}{2 \cdot D_{\text{ср.сн}}} \cdot \frac{C_{\text{ср.сн}}^2}{2 \cdot 9,8}, \quad (2.96)$$

$$\Delta h_{\text{тр.сн}} = 0,021476 \cdot \frac{0,991317}{2 \cdot 0,048682} \cdot \frac{3,313924^2}{2 \cdot 9,8} = 0,122515 \text{ м.}$$

Визначаємо втрати енергії, пов'язані з раптовою зміною швидкості - ударні втрати, [м]:

$$\Delta h_{\text{уд.сн}} = \zeta_{\text{уд}} \cdot \left(1 - \frac{r_4^2}{R_{\text{вих.зб}}^2} \right) \cdot \frac{C_{3_u}^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.98)$$

де $R_{\text{вих.зб.}} = R_{\text{с7}}$ – радіус на виході зі спіральної збірки;

$\zeta_{\text{уд}}$ - вибирають з проміжку (0,3 ... 0,5).

$$\Delta h_{\text{уд.сн.}} = 0,3 \cdot \left(1 - \frac{0,113659^2}{0,214566^2} \right) \cdot \frac{9,316113^2}{2 \cdot 9,81} = 0,954689 \text{ м.}$$

в) Втрати у кінцевому дифузорі

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність швидкостей на вході в кінцевий дифузор, вибирається рівним (1,5 ÷ 2): $k_{\text{д}} = 1,5$.

Знаходимо середній діаметр кінцевого дифузора, [м]:

$$D_{\text{ср.кон}} = \frac{D_{\text{горла}} + D_{\text{вих}}}{2}, \quad (2.99)$$

Обчислимо число Рейнольдса за швидкістю на виході зі спірального дифузора:

$$\text{Re}_{C_r} = \frac{D_{\text{ср.кон}} \cdot C_r}{\nu} = 498771,32575. \quad (2.100)$$

Еквівалентна шорсткість [с], тобто. така рівномірна шорсткість, яка дає при підрахунку однакову із заданою шорсткістю величину λ , визначиться за формулою:

$$\Delta = \text{Re}_{C_r} \cdot \frac{k}{D_{\text{ср.кон}}} = 391,924928. \quad (2.101)$$

Визначаємо гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі), якщо $10 < \Delta < 500$ (область гідравлічно шорстких труб) для трьох областей гідравлічних опорів:

$$\lambda(\Delta) = 0,11 \left(\frac{k}{D_{\text{ср.кон.}}} + \frac{68}{\text{Re}_{\text{ср.з.}}} \right)^{0,25} = 0,019169 \text{ с.} \quad (2.102)$$

Знайдемо ступінь розширення конічного дифузора:

$$n_{\partial} = \frac{F_{\text{вих}}}{F_r}, \quad (2.103)$$

$$n_{\partial} = \frac{0,005027}{0,001754} = 2,865211.$$

Обчислимо коефіцієнт втрат у конічному дифузори:

$$\xi_{\partial} = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_e}{2}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{\partial}^2}\right) + \sin(\alpha_s) \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{\partial}^2}\right)^2, \quad (2.104)$$

$$\xi_{\partial} = \frac{0,019169}{8 \cdot \sin\left(\frac{15,774952}{2}\right)} \cdot \left(1 - \frac{1}{2,865211^2}\right) +$$

$$+ \sin(15,774952) \cdot \left(1 - \frac{1}{2,865211^2}\right)^2 = 0,224996.$$

Знаходимо втрати у конічному дифузори:

$$\Delta h_{\text{кон.}\partial} = k_{\partial} \cdot \xi_{\partial} \cdot \frac{C_r^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.105)$$

$$\Delta h_{\text{кон.}\partial} = 1,5 \cdot 0,224996 \cdot \frac{7,916884^2}{2 \cdot 9,81} = 1,078141 \text{ м.}$$

Сумарні втрати напору в спіральній збірці та конічному дифузори, [м], будуть:

$$\Delta h_{\text{відв}} = \Delta h_{\text{тр.сн}} + \Delta h_{\text{уд.сн}} + \Delta h_{\text{кон.}\partial}, \quad (2.106)$$

$$\Delta h_{\text{відв}} = 0,122515 + 0,954689 + 1,078141 = 2,155345 \text{ м.}$$

Визначаємо загальні гідравлічні втрати в насосі, [м]:

$$\sum \Delta h = \Delta h_k + \Delta h_{\text{відв}}, \quad (2.107)$$

$$\sum \Delta h = 0,699274 + 2,155345 = 2,854619 \text{ м.}$$

Повний натиск з урахуванням втрат [м] знайдемо за формулою:

$$H_n = H_m - \sum \Delta h, \quad (2.108)$$

$$H_n = 19,15167 - 2,854619 = 16,297052 \text{ м.}$$

Гідравлічний ККД насоса на розрахунковому режимі, буде:

$$\eta_r = 1 - \frac{\sum \Delta h}{H_m}, \quad (2.109)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{2,854619}{19,15167} = 0,850907.$$

Механічний ККД приймаємо

Визначаємо повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_{об} \cdot \eta_m, \quad (2.110)$$

$$\eta = 0,850907 \cdot 0,967168 \cdot 0,96 = 0,790088.$$

Обчислимо потужність, що споживається насосом, [кВт]:

$$N_n = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta}, \quad (2.111)$$

$$N_n = \frac{50 \cdot 12,5 \cdot 1000}{102 \cdot 0,790088 \cdot 3600} = 2,154279 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт запасу залежно від споживаної насосом потужності робочому режимі $K_z = K_z(N_n) = 1,25$, якщо $N_n \leq 20$.

В результаті потужність споживана насосом буде обчислена за формулою:

$$N_n = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta} \cdot K_z, \quad (2.112)$$

$$N_n = \frac{50 \cdot 12,5 \cdot 1000}{102 \cdot 0,790088 \cdot 3600} \cdot 1,25 = 2,692849 \text{ кВт.}$$

Розрахунок спірального відводу

Визначимо окружну швидкість на максимальному діаметрі вхідної кромки лопаті, [м/с]:

$$u'_1 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{60}, \quad (2.113)$$

$$u'_1 = \frac{3,14 \cdot 0,09745 \cdot 1450}{60} = 7,39483 \text{ м/с.}$$

Знайдемо коефіцієнт профільного розрідження при обтіканні лопаток на вході:

$$\lambda_{\text{кав}} = 0.053 + 0.604 \cdot \frac{C_0}{u'_1} + \left(0.07 + 0.42 \cdot \frac{C_0}{u'_1} \right) \cdot \left(\frac{\delta_1}{\delta_{0.045}} - 0.615 \right) +$$

$$+ 0.38 \cdot \left(1 - \frac{D_1 \cdot b_1}{\frac{D_{0np}^2}{4}} \right) \cdot \frac{C_0}{u'_1}, \quad (2.114)$$

$$\lambda_{\text{кав}} = 0,053 + 0,604 \cdot \frac{1,539706}{7,39483} + \left(0,07 + 0,42 \cdot \frac{1,539706}{7,39483} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{0,005}{0,006678} - 0,615 \right) + 0,38 \cdot \left(1 - \frac{0,087705 \cdot 0,032483}{\frac{0,09745^2}{4}} \right) \times$$

$$\times \frac{1,539706}{7,39483} = 0,180165.$$

Обчислимо перевищення повного натиску на вході над мінімальним тиском усередині проточної частини:

$$\Delta h_{\text{дин}} = (m' + 1) \cdot \frac{C_0^2}{2 \cdot 9,81} + \lambda_{\text{кав}} \cdot \frac{u_1^2 + C_{1m}^2}{2 \cdot 9,81}, \quad (2.115)$$

де m' - коефіцієнт місцевого підвищення абсолютної швидкості вибираємо з проміжку (0,05 ... 0,15).

$$m' = 0,05.$$

$$\Delta h_{\text{дин}} = (0,05 + 1) \cdot \frac{1,539706^2}{2 \cdot 9,81} + 0,180165 \cdot \frac{6,658723^2 + 3,23936^2}{2 \cdot 9,81} = 0,630379 \text{ м.}$$

Якщо антикавітаційні якості насоса задовольняють заданим умовам ($\Delta h_{\text{дин.доп}} = 9,96 \text{ м}$).

Результати гідравлічного розрахунку наведемо у табл. 2.3.

Результати гідравлічного розрахунку

Параметри насосу	Результати розрахунку
Коефіцієнт швидкохідності n_s	93,823603
Потужність споживана насосом N_n , (кВт)	2,692849
Об'ємний ККД $\eta_{об}$	0,967168
Гідравлічний ККД насоса η_e	0,8
Повний ККД насоса η	0,790088
Допустиме падіння натиску на вході $\Delta h_{дин.дон}$, (м)	9,957798
Перевищення повного натиску на вході над тиском тін всередині проточної частини $\Delta h_{дин.}$, (м)	0,630379
Довжина конічного дифузора $L_{кд}$, (м)	0,118155
Діаметр напірного патрубку $D_{вих}$, (м)	0,08
Діаметр входу в колесо D_o , (м)	0,09745
Діаметр середньої точки входу кромки лопаті D_1 , (м)	0,087705
Ширина лопаті на вході b_1 , (м)	0,032483
Діаметр колеса на виході D_2 , (м)	0,216493
Ширина лопаті на виході b_2 , (м)	0,026319
Кут установки лопаті на вході β_1	29,942161
Кут установки лопаті на виході β_2	16,138301
Число лопатей z	6
Кут виходу потоку з колеса α_2	5,77463
Радіус розташування мови відведення r_4	0,113659
Кут мови відведення $\alpha_{яз}$	9,77463
Площа горла F_r , (м ²),	0,001754
Еквівалентний кут конічного дифузора α_e	15,774952

Як ущільнення проточної частини використовуємо щілинне ущільнення.

Розрахунок осьової сили, що діє на ротор насоса

Розрахунок виконується за такою формулою:

$$T = \pi \cdot (r_2^2 - r_y^2) \cdot \gamma \cdot \frac{U_2^2}{8g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_y^2} \ln \frac{r_2^2}{r_y^2} + \frac{r_2^2 + r_y^2}{2r_2^2} - 2 \right), \quad (2.116)$$

де r_2 - радіус вихідної кромки лопаті, $r_2 = D_2 / 2$;
 r_y - радіус переднього ущільнення робочого колеса;
 γ - питома вага рідини, що перекачується;
 U_2 - окружна швидкість на радіусі r_2 .

Розраховуємо радіус вхідної кромки лопаті:

$$r_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{0,216493}{2} = 0,1082465 \text{ м.}$$

Обчислимо осьову силу:

$$T = 3,14 \cdot (0,1082465^2 - 0,053725^2) \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{16,436576^2}{8 \cdot 9,81} \times \\ \times \left(\frac{0,1082465^2}{0,1082465^2 - 0,053725^2} \cdot \ln \frac{0,1082465^2}{0,053725^2} + \right. \\ \left. + \frac{0,1082465^2 + 0,053725^2}{2 \cdot 0,1082465^2} - 2 \right) = 1116,75 \text{ Н.}$$

Розрахунок радіальної сили, що діє на робоче колесо

Розрахунок ведеться у всьому діапазоні роботи насоса за формулою А.І. Степанова:

$$R = 0,36 \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_H} \right)^2 \right] \gamma H b_2 D_0, \quad (2.117),$$

де Q_H – подача насоса, (м³/с);
 b_2 - ширина лопаті на виході, (м);
 D_0 - зовнішній діаметр робочого колеса, (м),
 H - напір насоса, (м);
 $\gamma = \rho \cdot g$ - питома вага рідини, що перекачується в (кг/м² · с²);
 R - радіальна результуюча сила, (кг · с).

Визначимо радіальну силу R за формулою (2.117):

$$R = 0,36 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 12,5 \cdot 0,026319 \cdot 0,09745 \cdot \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = \\ = 113,223 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right].$$

Задаючись кількома значеннями подачі Q , обчислюємо за рівнянням

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] \text{ відповідні значення } R:$$

1) При $Q = 0,005 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 98,55 \text{ Н};$$

2) При $Q = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 54,53 \text{ Н};$$

3) При $Q = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 18,84 \text{ Н};$$

4) При $Q = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 112,15 \text{ Н};$$

5) При $Q = 0,025 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$; R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 253,62 \text{ Н};$$

6) При $Q = 0,03 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$R = 113,225 \left[1 - \left(\frac{Q}{0,013889} \right)^2 \right] = 415,03 \text{ Н}.$$

Результати розрахунку радіальної сили наведено у табл. 3.4.

Таблиця 2.4

Результати розрахунку радіальної сили

$R, \text{ Н}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
98,55	0,005
54,53	0,01
18,84	0,015
112,15	0,02
253,62	0,025
415,03	0,03

У розділі 4 курсового проекту рекомендованої структури здобувачі вищої освіти виконують розрахунок міцності насоса.

Розрахунок діаметра валу

Під час роботи вал насоса піддається впливу крутного моменту, осьової стискаючої навантаження на верхній торець валу і радіального навантаження. Радіальне навантаження на вал викликано насосним розташуванням валів секцій насоса та протектора та можливістю неточного виготовлення шліцевого з'єднання.

Визначаємо крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \quad (2.118)$$

де N - потужність споживана насосом, (Вт);

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ - кутова швидкість, (с).

Знайдемо кутову швидкість:

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 1450}{30} = 151,767 \text{ с}^{-1}$$

Розрахуємо крутний момент валу:

$$M_{кр} = \frac{2692,849}{151,767} = 17,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обчислимо середній діаметр валу:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.119)$$

де $[\tau]$ допустима напруга на кручення для валів із вуглецевої сталі, $[\tau] = 300 \cdot 10^5$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17,74}{3.14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,0144 \text{ м}.$$

Діаметр валу під підшипником приймаємо 20 мм:

$$d_n = d_{\epsilon} + (3 \dots 10) = 20 + (3 \dots 10) = 20 \dots 30 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{\epsilon} = 20$ мм із конструктивних міркувань.

Знаходимо момент інерції валу:

$$J = 0,1 \cdot d_{\epsilon}^4 \quad (2.120)$$

де d_{ϵ} - діаметр валу.

$$J = 0,1 \cdot 0,02^4 = 0,16 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Радіальне навантаження P_1 знаходиться за формулою:

$$P_1 = \frac{k \cdot (3 \cdot E \cdot J)}{C^3}, \quad (2.121)$$

де k - коефіцієнт, що враховує компенсуючий вплив зазорів ($0,45 \div 0,85$);

E – модуль пружності матеріалу валу (Па).

J – момент інерції валу, який приймається з урахуванням тіла втулки (кг/м^3);

C – відстань від центру підшипника до середини муфти ($C=0,09$ м);

$$P_1 = \frac{0,55 \cdot (3 \cdot 12 \cdot 10^6 \cdot 0,16 \cdot 10^{-7})}{0,09^3} = 434,6 \text{ Н.}$$

Знайдемо окружну радіальну силу:

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D}, \quad (2.122)$$

де D - зовнішній діаметр шліців ($D = 0,022$ м);

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot 17,74}{0,022} = 1612,7 \text{ Н.}$$

Обчислимо максимальний згинальний момент кінці валу:

$$M_{зг. \max} = P_1 \cdot b, \quad (2.123)$$

де b -відстань від середини муфти або від точки докладання сили P до проточки під стопорне кільце, вибираємо з інтервалу ($0.025 \dots 0.045$), (м).

$$M_{зг. \max} = 434,6 \cdot 0.035 = 15,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Визначимо максимальну напругу вигину в небезпечному перерізі:

$$\sigma_{зг. \max} = \frac{M_{зг. \max}}{W_x}, \quad (2.124)$$

де W_x – осьовий момент опору валу у місці проточки під стопорне кільце, ($\text{Н} \cdot \text{м}$);

Обчислимо осьовий момент опору валу в місці проточки під стопорне кільце:

$$W_x = \frac{W_p}{2}, \quad (2.125)$$

де W_p - полярний момент опору валу ($\text{Н} \cdot \text{м}$).

Обчислимо полярний момент з наступної формули:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau], \quad (2.126)$$

$$W_p = \frac{M_{кр}}{[\tau]} = \frac{17,74}{300 \cdot 10^5} = 0,06 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Знайдемо осьовий момент опору валу:

$$W_x = \frac{0,06 \cdot 10^{-5}}{2} = 0,03 \cdot 10^{-5} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна напруга вигину буде:

$$\sigma_{\text{зг. max}} = \frac{15,2}{0,03 \cdot 10^{-5}} = 50,67 \text{ МПа}.$$

Визначаємо напругу кручення:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}, \quad (2.127)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{17,74}{0,06 \cdot 10^{-5}} = 29,7 \text{ МПа}.$$

Обчислимо еквівалентну напругу:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{зг. max}}^2 + \tau_{\text{кр}}^2}, \quad (2.128)$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{50,67^2 + 29,7^2} = 58,73 \text{ МПа}.$$

Знайдемо коефіцієнт запасу міцності за межею плинності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{екв}}} \geq 1,3, \quad (2.129)$$

Для валу насоса беремо сталь з межею плинності $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

$$n = \frac{750}{58,73} = 12,77.$$

З результатів розрахунків видно, що вал зі сталі діаметром 20 мм зі шліцем і з проточкою під кільце стопорне витримує задані навантаження з коефіцієнтом запасу міцності $n = 12,77$, який задовольняє умові $12,77 > [1,3]$.

Як ущільнення на валу вибираємо сальникове набивання.

Розрахунок шпонкового з'єднання

Шпонкове з'єднання перевіряється на зминання, по бокових гранях шпонки під дією окружного зусилля, що передається робочому колесу:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{р.к.}}}{d_B \cdot (h - t) \cdot l}, \quad (2.130)$$

де $M_{\text{р.к.}}$ – момент переданий робочому колесу (Н · м);

d_B - діаметр валу (м);

t - глибина паза по валу (м);

l - довжина посадкової частини робочого колеса (м);

h – висота шпонки (м).

Момент, що передається робочому колесу визначається з потужності насоса,

що передається двигуном. Потужність двигуна вибирають за основними параметрами насоса. До основних параметрів відносяться подача, тиск, ККД.

Потужність двигуна повинна задовольняти умову:

$$N_d \geq 1,05 \cdot N, \quad (2.131)$$

де N - потужність споживана насосом.

Виходячи з цієї умови, вибираємо електродвигун, потужність якого 5,5 кВт.

Визначимо момент переданий робочому колесу:

$$M_{p.k.} = \frac{N_d}{n}, \quad (2.132)$$
$$M_{p.k.} = \frac{5500}{1450 / 60} = 227,59 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знаходимо напругу шпонки на зминання:

Для цього конструктивно поставимо наступні параметри:

$t = 0,005$ – глибина паза по валу (м);

$l = 0,02$ - довжина посадкової частини робочого колеса (м);

$h = 0,006$ – висота шпонки (м).

Розміри перерізів шпонок та пазів за ГОСТ 23360 - 78.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 227,59}{0,023 \cdot (0,006 - 0,005) \cdot 0,02} = 455,18 \text{ МПа}.$$

Вибір та розрахунок муфти

Для з'єднання валу редуктора з валом двигуна вибираємо пружну муфту, втулично-пальцеву за ГОСТ 21424 - 75.

Технічні характеристики муфти.

Максимальний крутний момент $T_{max} = 63000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

Максимальна частота обертання $n_{max} = 5700 \text{ об/хв}$;

Радіальне усунення осей валів не більше 0,2 мм

Кутове усунення валів не більше 1030

Перевірка питомого тиску на пружні елементи МУВП проводиться за такою формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot M_p}{D \cdot Z \cdot d_n \cdot l_B} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (2.133)$$

де M_p (Н·мм) - розрахунковий момент, що крутить, $M_p = 15200 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

D (мм) – діаметр кола, на якому розташовані осі пальців, $D = 90 \text{ мм}$;

l_B (мм) - Довжина втулки, $l_B = 30 \text{ мм}$;

Z - число пальців, $Z = 6$;

$[\sigma]_{cm}$ (МПа) - межа міцності для муфти, $[\sigma]_{cm} = 1,5 \dots 2$ МПа.

$\sigma_{cm} < [\sigma]_{cm}$ - умова, що виконується.

Перевірка пальців на вигин проводиться за такою формулою:

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot M_p \cdot l_n}{D \cdot Z \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq [\sigma]_u, \quad (2.134)$$

де l_n , мм – довжина пальця, $l_n = 34$ мм.

$[\sigma]_u = 80 \dots 90$ МПа - межа міцності для сталі.

$$\sigma_u = \frac{15200 \cdot 34}{90 \cdot 6 \cdot 0,1 \cdot 18^3} = 1,64 \text{ МПа}$$

$\sigma_u < [\sigma]_u$ - умова, що виконується.

Розрахунок міцності корпусу напівмуфти

Розрахунок корпусу напівмуфти розраховуватиметься на розтяг у небезпечному перерізі.

Розрахунок напівмуфти в небезпечному перерізі зробимо за формулою:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (2.135)$$

де σ – опір, що при розтягуванні діє в небезпечному перерізі напівмуфти;

$[\sigma]$ – допустимий опір при розтягуванні.

Допустимий опір при розтягуванні визначається з виразу

$$\sigma = 0,3 \cdot \sigma_T, \quad (2.136)$$

де $\sigma_T = 260$ МПа - межа пластичності матеріалу, з якого відлита напівмуфта.

$$\sigma = 0,3 \cdot 260 = 78 \text{ МПа}.$$

Визначаємо напругу, що отримується тиском максимального навантаження на площу за формулою:

$$\sigma = \frac{S}{F}, \quad (2.137)$$

де S - максимальне навантаження, що діє на напівмуфту;

$$S = m \cdot g, \quad (2.138)$$

де $m = 70$ кг – маса насосного агрегату;

g – прискорення вільного падіння.

$$S = 70 \cdot 9,81 = 686,7 \text{ Н},$$

$F = 5,68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа напівмуфти у небезпечному перерізі.

$$\sigma = \frac{686,7}{5,68 \cdot 10^{-4}} = 1,2 \text{ МПа}.$$

Міцність напівмуфти в небезпечному перерізі є допустимою, оскільки

виконується умова: $1,2 < 78$.

Коефіцієнт запасу міцності визначаємо з виразу

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma}, \quad (2.139)$$

Де $[\sigma]$ - опір, що допускається при розтягуванні;

σ - опір, при розтягуванні муфти, що діє в небезпечному перерізі.

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma}.$$

Отриманий коефіцієнт запасу міцності є допустимим..

Вибір та розрахунок підшипників

У багатьох випадках на підшипник діє комбіноване навантаження, що складається з радіальної F_r та осьової F_a складових. У цьому випадку з каталожним значенням C_0 порівнюють еквівалентне навантаження. У формулі для її визначення використовують коефіцієнти, враховують перерозподіл навантаження по тілах кочення. Розрахована еквівалентна навантаження викликає приблизно таку ж залишкову деформацію, як і ті, що спільно діють на підшипник навантаження F_r і F_a .

Для радіальних та радіально-упорних підшипників еквівалентне статичне радіальне навантаження визначають за формулами:

$$P_{0r} = X_0 F_r + Y_0 F_a;$$

де $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$ - коефіцієнти відповідно радіального та осевого статичного навантаження.

$$P_{0r} = 0,5 \cdot 434,6 + 0,47 \cdot 1612,7 = 975,3$$

Для упорних та упорно-радіальних підшипників еквівалентне статичне осьове навантаження підраховують за формулами:

$$P_{0a} = F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha = 1612,7 + 2,3 \cdot 434,6 \cdot 0,213 = 1825,6.$$

З каталогу знаходимо підшипники 118, 214, 310, 409 (оптимальні для використання в умовах високих радіальних навантажень) і вибираємо один з них.

У висновку до курсового проєкту наводять коротку інформацію про отримані результати та досягнення мети проєкту та виконання задач.

3 ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

Оформлення пояснювальної записки до курсового проекту має відповідати вимогам ДСТУ 3008:2015 "Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлення". Електронний варіант пояснювальної записки (файл MS Word) і презентацію курсового проекту (файл MS Power Point) здобувачі вищої освіти мають подати на перевірку керівнику проекту не пізніше терміну, встановленого у завданні на курсовий проект.

Після отримання допуску до захисту курсового проекту здобувачі роздруковують файли і за добу до захисту передають курсовий проект і роздруковку презентації на кафедру. Захист курсового проекту проходить згідно з розкладом перед комісією до якої крім керівника курсового проекту входить ще один викладач кафедри. Захист курсових проектів є відкритим, на захисті можуть бути присутніми інші студенти групи, куратор або інші особи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Андреев О. В. Технологічні схеми та основне обладнання насосних станцій : навч.-метод. посіб. для здобувачів вищої освіти ОС «бакалавр» денної та заочної форм здобуття освіти спец.: 015.14 Професійна освіта (Нафтогазова справа), 015.35 Професійна освіта (Видобуток, переробка та транспортування корисних копалин / О. В. Андреев, В. М. Князева ; Укр. інж.-пед. акад. – Харків : УПА, 2020. – 81 с.
2. Концур І.Ф., Лівак І.Д. Гідромашини і компресори. Конспект лекцій. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 133 с.
3. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод: – підручник Київ: Фірма “ІНКІОС”, Центр навчальної літератури, 2006. – 616 с.
4. Концур І. Ф., Лівак І. Д., Михайлюк В. В. Гідромашини і компресори: Практикум. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011 - 131с.
5. Альтман, Е. І. Гідравліка : навч. посіб. / Альтман Елла Іллівна, Бошкова Ірина Леонідівна ; Одес. нац. акад. харчових технологій. — Одеса : ФОП Бондаренко М.О., 2020. — 210 с.
6. Концур, І. Ф. Гідромашини і компресори : лаборатор. практикум / І. Ф. Концур, І. Д. Лівак, В. В. Михайлюк. - Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2013. - 152 с.
7. Дідур В.А. Технічна механіка рідини і газу: підручник для здобувачів ВО / В.А. Дідур, Д.П. Журавель. : Мелітополь :ТОВ «Колор Принт», 2019. – 468 с. – ISBN 978-966- 2489-77-4.

Навчальне видання

ПРОКОПЕНКО Олена Олександрівна

АНТОНЕНКО Наталія Сергіївна

ОСНОВИ НАФТОГАЗОВОЇ СПРАВИ

*Навчально-методичний посібник
з курсового проєктування*

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.
Ум. друк. арк. 2,2.
Тираж б/в.

Українська інженерно-педагогічна академія
61003, м. Харків, вул. Університетська, 16

