

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Методичні вказівки**

до виконання курсової роботи з курсу  
«Гідродинамічні машини та приводи»  
(для студентів спеціальності 6.090209  
«Гідравлічні і пневматичні машини»)

Розглянуто на засіданні кафедри  
«Енергомеханічні системи»  
Протокол № 10 від 27.01.2010 р.

Затверджено на засіданні  
навчально-видавничої ради ДонНТУ  
Протокол № 7 від 07.10.2010 р.

Донецьк ДонНТУ 2010

УДК 622.413.1 : 621.5

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Гідродинамічні машини та приводи» (для студентів спеціальності 6.090209 «Гідравлічні і пневматичні машини»)/ Укладачі: А.П. Кононенко, В.Б. Малєєв, В.В. Гулін, А.С. Холоша. - Донецьк: ДонНТУ, 2010. - 30 с.

Містить необхідні методичні матеріали для розрахунку робочого колеса відцентрових насосів.

Укладачі:

А.П. Кононенко,  
В.Б. Малєєв,  
В.В. Гулін,  
А.С.Холоша

Рецензент

Відповідальний

за випуск

М.Г. Бойко

## ЗМІСТ

1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ТА ОРГАНІЗАЦІЯ РОБОТИ
  2. ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ
  3. КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН ТА ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ
  4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РОБОЧОГО КОЛЕСА
    - 4.1. Вихідні дані для розрахунку робочого колеса
    - 4.2. Визначення основних розмірів колеса
  5. ПРОФІЛЮВАННЯ КАНАЛУ РОБОЧОГО КОЛЕСА В МЕРИДІАННОМУ ПЕРЕТИНІ
    - 5.1. Профілювання каналу робочого колеса із звичайними кавітаційними якостями при значеннях  $n_s \leq 90 \dots 100$
    - 5.2. Профілювання каналу робочого колеса із звичайними кавітаційними якостями при значеннях  $n_s > 100$
    - 5.3. Профілювання каналу робочого колеса з підвищеними кавітаційними якостями (при всіх можливих значеннях  $n_s$ )
  6. ПРОФІЛЮВАННЯ ПОВЕРХНІ ЛОПАТІ РОБОЧОГО КОЛЕСА
    - 6.1. Профілювання поверхні циліндрових лопатей
    - 6.2. Профілювання поверхні лопатей двоякої кривизни
- СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

## 1. ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ТА ОРГАНІЗАЦІЯ РОБОТИ

Дані методичні вказівки можуть бути використані студентами спеціальності 6.090209 «Гідравлічні і пневматичні машини» при виконанні курсових робіт і проектів, а також при дипломному проектуванні.

Ціль роботи - закріплення отриманих теоретичних знань і придбання навичок розв'язання інженерних задач при проектуванні відцентрових насосів.

У курсовій роботі студентів слід показати знання конструкції відцентрових насосів, вміння виконувати інженерні розрахунки та аналізувати достовірність отриманих результатів.

Курсова робота виконується під керівництвом викладача, який одночасно є консультантом та нормо контролером. Викладач видає завдання на курсову роботу, складає та затверджує календарний план, консультує студентів, слідкує за правильністю загального напрямку роботи.

Виконуючи курсову роботу, необхідно керуватися стандартом ДонДТУ «Структура и правила оформления документов по всем видам учебной работы», Донецьк, 1999 р. Згідно з цим стандартом документація по курсовій роботі позначається КР09.0209-05-314.00.00.00.ПЗ, де КР – курсова робота, 09.0209 – шифр спеціальності ГПМ, 05 – рік виконання проекту, 314 – останні три цифри студентського посвідчення, 00.00.00. – коди, встановлені кафедрою, ПЗ – пояснювальна записка (СБ – загальні види і складальні одиниці, СхГ – схема гідравлічна).

Розділи записки повинні мати порядкові номери в межах всього документа, які позначаються арабськими цифрами з крапкою, підрозділи повинні мати номер розділу і підрозділу, розділені крапкою. Назви розділів у записці пишуться великими літерами, а підрозділів – малими.

Всі обчислення проводять в системі одиниць СІ. Не допускається вказувати числовий результат обчислень без попереднього запису в формулі числових значень.

Розділам пояснювальної записки «РЕФЕРАТ», «ЗМІСТ», «ВСТУП», «ВИСНОВОК», «ЛІТЕРАТУРА» порядкові номери не присвоюються.

При підготовці цих методичних вказівок були використані «Методические указания к расчету проточной части рабочих колес центробежных насосов при выполнении расчетно-графических и практических работ по курсу «Лопастные машины и гидродинамические передачи»» для студентов специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропнеумоавтоматика» и слушателей МИПК/ Сост. Д.Д. Рябинин, А.И. Овсянников. – К.: КПИ, 1989. – 40 с.

## 2. ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ

Завдання до курсової роботи видається кожному студенту індивідуально на першому тижні семестру. В завданні вказуються витрата

насоса, його напір, кількість секцій та частота обертання приводного двигуна.

Якщо в завданні не задані деякі дані, студент вибирає їх самостійно.

### 3. КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН ТА ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

**Гідравлічні машини** підрозділяють на дві групи - **нагнітачі** і **гідродвигуни**. У нагнітачах зовнішня механічна енергія перетворюється в гідравлічну енергію потоку робочої рідини, а в гідродвигунах - гідравлічна енергія потоку робочої рідини перетворюється в зовнішню механічну

До **нагнітачів** відносять три основні види гідромашин - **насоси, компресори і вентилятори**. До **гідродвигунів** відносять **гідромотори, гідроциліндри, поворотні гідродвигуни і гідротурбіни**.

**Насосами** називають нагнітальні машини для перекачування нестисливих рідин.

Відповідно до рівняння Бернуллі у вигляді питомих енергій

$$e = gz + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.1)$$

насоси перетворюють механічну енергію приводу на питому енергію будь-якою з складових, що входять в рівняння (1), тобто в питому енергію положення  $gz$ , тиску  $p/\rho$  і питому кінетичну енергію  $v^2/2$ . При цьому виділяють три групи насосів різного принципу дії.

Перша група - **насоси**, в яких робоча середа (нестислива рідина) **змінює енергію положення**. Це так звані шнекові, черпакові, ланцюгові насоси, архімедів гвинт і ін.

У насосах другої групи енергія рідині передається за рахунок безпосереднього приросту тиску в робочому об'ємі - **насоси об'ємного принципу дії** – поршневі, радіально- і аксіально-поршневі, пластинчаті, шестеренні, гвинтові і ін.

Третя група - **динамічні насоси**, що передають рідині енергію унаслідок дії на неї сил інерції, в'язкого тертя, Коріоліса і вихрообміну.

За принципом дії **динамічні насоси** діляться на дві групи - **лопатеві** (відцентрові, діагональні і осьові) і **вихрові** (відкритого і закритого типу, вільно-вихрові).

У **лопатевих насосах** дія вказаних вище сил і передача енергії здійснюється при взаємодії потоку перекачуваної рідини з ґратами лопатей робочого колеса, що обертаються.

У **вихрових насосах** підвищення енергії перекачуваної рідини здійснюється за рахунок вихрового обміну вторинного циркуляційного потоку в міжлопаткових каналах робочого колеса з основним потоком в нерухомих каналах корпусу.

При проходженні рідини через насос її потенційна і кінетична енергія підвищується. У більшості насосів передбачені пристрою для перетворення кінетичної енергії рідини в енергію тиску.

Характерним є розділення **лопатевих насосах** по напрямку руху рідини щодо осі обертання робочого колеса. Відповідно до цього вони діляться на **відцентрові** (радіальні), **діагональні** і **осьові**.

Насос і привідний двигун, сполучені між собою, контрольно-вимірювальні прилади і апаратура автоматичного регулювання і контролю в сукупності є **насосним агрегатом**.

Насосний агрегат і комплектує устаткування з трубопроводами, що підводять та напірними, і арматурою називаються **насосною установкою**. Робота насоса значною мірою визначається схемою і властивостями насосної установки.

Робота насоса в установці характеризується рядом параметрів. Залежно від режиму роботи розрізняють наступні **параметри**:

- а) **оптимальні** - параметри в режимі максимального ККД насоса;
- б) **номінальні** - відповідні технічному паспорту (каталогу) насоса;
- в) **максимальні** - відповідні максимальному навантаженню насоса;
- г) **холостого ходу** - параметри при нульовій подачі насоса.

Вивчення і аналіз робочого процесу насоса виконується з використанням основних гідродинамічних і енергетичних параметрів.

#### **Повний напір рідини**

$$H_n = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}, \quad (3.2)$$

де  $z$  – геометричний напір (енергія положення);  $p/\rho g$  – п'єзометричний напір (енергія тиску);  $v^2/2g$  - швидкісний напір (кінетична енергія);  $p$  - тиск;  $\rho$  - щільність рідини;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $v$  - швидкість рідини.

**Об'ємною подачею** насоса  $Q$  називають об'ємну кількість рідини, що перекачується насосом в одиницю часу. Застосовують також масову  $Q_m = \rho Q$  і вагову  $Q_v = \rho g Q$  подачі.

**Напором** насоса називають різницю повних напорів рідини на виході з насоса і на вході в нього (параметри з індексом  $n$  відносяться до вихідного перетину насоса – напірний патрубок, параметри з індексом  $v$  відносяться до вхідного перетину насоса – всмоктуючий патрубок):

$$H = H_{nn} - H_{nv} = z_n - z_v + \frac{p_n - p_v}{\rho g} + \frac{x_n^2 - x_v^2}{2g}. \quad (3.3)$$

**Корисна потужність насоса** (енергія, що отримується потоком рідини в одиницю часу)

$$N_n = \rho g H Q. \quad (3.4)$$

**Споживана насосом потужність** (енергія, що підводиться до валу насоса від привідного двигуна в одиницю часу)

$$N = \frac{cgHQ}{\eta_n}, \quad (3.5)$$

де  $\eta_n$  – повний ККД насоса.

**Повний ККД** насоса (відношення корисної потужності до споживаної)

$$\eta_n = \eta_{но} \eta_{нг} \eta_{нм} \quad (3.6)$$

де  $\eta_{но}$ ,  $\eta_{нг}$ ,  $\eta_{нм}$  - ККД насоса відповідно об'ємний, гідравлічний і механічний.

Робочим органом лопатевого насоса є **робоче колесо**, яке вміщує **лопати**. Енергія від робочого колеса передається рідині шляхом динамічної взаємодії лопатей насоса з оточуючою їх рідиною.

Частка рідини в міжлопатевому просторі рухається одночасно в трьох напрямках: по відношенню до робочої лопаті - у відносному русі із **швидкістю**  $w$ , що називається **відносною**; спільно з робочим колесом - в переносному русі із швидкістю  $u = \omega \cdot r$ , що називається **переносною** або **окружною** ( $\omega$  – кутова швидкість обертання валу,  $r$  – радіус розташування частки рідини); по відношенню до нерухомого простору - з **абсолютною** швидкістю  $c$  по досить складній просторовій траєкторії.

Для умов перебігу рідини в міжлопатевому каналі справедливе рівняння

$$\bar{c} = \bar{w} + \bar{u}. \quad (3.7)$$

Геометричне відображення рівняння (7) отримало назву **трикутників швидкостей** (планів) швидкостей (рис. 1). Індексом 1 позначені умови входу в робоче колесо, індексом 2 - умови виходу. Характерні **елементи трикутників швидкостей**:  $\alpha$  - кут між векторами окружної  $u$  і абсолютною  $c$  швидкості;  $\beta$  - кут між вектором відносної швидкості  $w$  і зворотним напрямком вектора окружної швидкості  $u$ . Цей кут є конструктивним параметром, тобто визначається профілем лопаті. У теорії і розрахунках відцентрових машин використовують також **окружну**  $c_u$  і **радіальну**  $c_r$  складові **абсолютної швидкості**, які визначаються проекцією абсолютної швидкості на окружний і радіальний напрям руху потоку

$$\bar{c} = \bar{c}_u + \bar{c}_r. \quad (3.8)$$

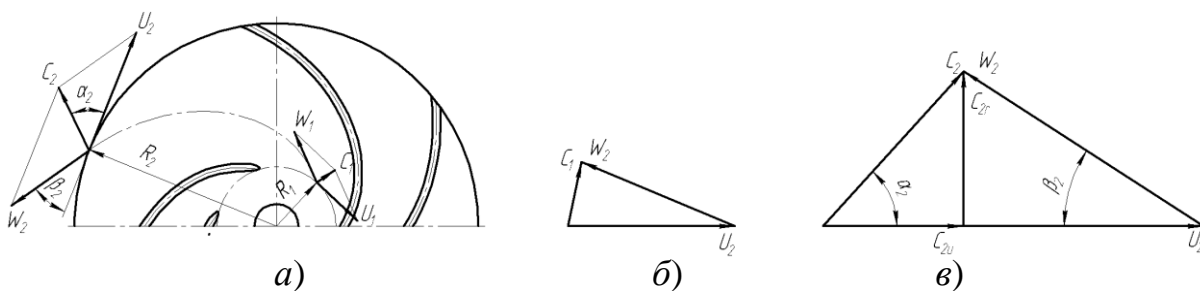


Рисунок 3.1 - Принципова схема проточної частини робочого колеса відцентрового насоса і плани швидкостей

**Окружна** складова швидкості  $c_u$  лежить в площині обертання і направлена по лінії вектора окружної швидкості. Вона характеризує

інтенсивність обертання потоку і впливає на питому роботу, що розвивається колесом.

**Радіальна** складова швидкості  $c_r$  лежить в площині, що проходить через вісь колеса, званій **меридіональною**. У загальному випадку **меридіональна** складова швидкості  $c_m$  визначається виразом

$$\bar{c}_m = \bar{c}_r + \bar{c}_z, \quad (3.9)$$

де  $c_z$  - осьова складова швидкості.

**Для відцентрових машин**  $c_z = 0$ , а  $c_m = c_r$ . Меридіональна складова швидкості визначає об'ємну витрату рідини через лопатеву машину, тобто  $Q = c_m \cdot A_m$ , де  $A_m$  - площа меридіонального перетину.

Слід зазначити, що насправді потік заповнює перетин  $A_m$  не повністю, оскільки існують відривні зони, що викликають звуження потоку.

По відомій абсолютній  $c$  і окружній  $u$  швидкостях колеса, використовуючи загальне правило складання векторів, знаходять відносну швидкість  $w$ . Ці три вектори для **відцентрової машини** лежать в одній площині і на кресленні є планом або трикутником швидкостей.

Для **осьової машини** площина розкладання абсолютної швидкості на складові буде дотичною до циліндрової поверхні колеса, а меридіональна складова швидкості буде рівна осьовій, тобто  $c_r = 0$ , а  $c_m = c_z$ .

**Основне енергетичне рівняння** лопатевих гідромашин встановлює залежність між енергією, що передається потоку рідини робочим колесом, і його кінематичними і іншими параметрами. Воно може бути отримане на основі використання струменевої або вихрової теорій. Основоположником першої теорії є Л. Ейлер, другої - Н.Є. Жуковський. Струменева теорія широко використовується при розрахунку відцентрових машин. Згідно цієї теорії потік рідини в робочому колесі розглядається таким, що складається з незліченної кількості елементарних струменів, розділених нескінченно великим числом нескінченно тонких лопатей; потік рідини приймається осесиметричним, а рідина - нев'язкою.

Для отримання вказаного основного енергетичного рівняння користуються теоремою про зміну моментів кількості руху матеріальної системи. Згідно даної теореми при сталому русі нестисливої рідини приріст моменту кількості руху рідини, що протікає через робоче колесо, щодо осі його обертання дорівнює моменту всіх зовнішніх сил, що діють на потік. До зовнішніх сил в даному випадку відносять сили, обумовлені дією лопатей на потік, і сил тиску  $p_1$  і  $p_2$  на частину потоку, який знаходиться в робочому колесі. Але тиски  $p_1$  і  $p_2$  викликають радіально направлені сили, які не створюють моментів щодо осі обертання.

Визначимо для відцентрового колеса (рис. 3.1, а) момент зовнішніх сил  $M$ , за рахунок якого відбувається зміна моменту кількості руху рідини, яка знаходиться в робочому колесі:

$$M = cQ \left[ c_2 \cos \beta_2 R_2 - c_1 \cos \beta_1 R_1 \right] \quad (3.10)$$

або (рис. 3.1, б, в)



$$M = cQ \left[ c_{u2} R_2 - c_{u1} R_1 \right]. \quad (3.11)$$

Рівняння (3.10) і (3.11) справедливі як при течії без тертя, так і при течії з тертям.

За відсутності втрат енергії напір насосного колеса дорівнює роботі, що витрачається для подачі одиниці ваги рідини, - **теоретичний напір при нескінченній кількості лопатей**  $H_\infty$ .

Потужність потоку рідини, що транспортується робочим колесом, дорівнює  $cgH_\infty Q$ . З іншого боку, ця ж робота дорівнює  $M_\infty \omega$ , тобто

$$cgQH_\infty = M_\infty \omega. \quad (3.12)$$

З рівнянь (3.11) і (3.12) з урахуванням залежності  $u = \omega \cdot r$  можна отримати

$$H_\infty = \frac{\omega}{g} \left[ c_{u2\infty} R_2 - c_{u1\infty} R_1 \right]. \quad (3.13)$$

Рівняння (3.13) називають **рівнянням Ейлера** або **основним рівнянням** робочого колеса гідромашини.

Рівняння Ейлера (3.13) часто записують таким чином

$$H_\infty = \frac{1}{g} \left[ c_{u2\infty} u_2 - c_{u1\infty} u_1 \right]. \quad (3.14)$$

При кінцевій кількості лопатей теоретичний напір

$$H_m = \frac{1}{g} \left[ c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 \right], \quad (3.15)$$

причому  $H_m < H_\infty$ , або

$$H_m = \mu H_\infty, \quad (3.16)$$

де  $\mu < 1$  - коефіцієнт, що враховує вплив кінцевої кількості лопатей.

Теоретичний напір  $H_m$  більше напору насоса  $H$  на величину гідравлічних втрат  $\Delta h_n$

$$H_m = H + \Delta h_n \quad (3.17)$$

і може бути визначений по рівнянню

$$H_m = \frac{H}{3_{нг}}. \quad (3.18)$$

У насособудуванні як критерій подібності широко використовується коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , чисельно рівний частоті обертання  $n$  (об/хв) робочого колеса насоса даної масштабної серії, що розвиває напір  $H$  м при подачі  $0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ :

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (3.19)$$

Для багатоступінчатого насоса коефіцієнт  $n_s$ , визначається по параметрах ступені, для багатопотокового - по параметрах одного потоку. Коефіцієнт швидкохідності  $n_s$  визначає тип насоса і його робочого колеса. Так,  $n_s = 10 \dots 40$  відповідає об'ємним насосам,  $n_s = 50 \dots 80$  - тихохідним

відцентровим насосам,  $n_s = 80 \dots 150$  - відцентровим насосам середньої швидкохідності,  $n_s = 150 \dots 350$  - швидкохідним відцентровим насосам,  $n_s = 250 \dots 600$  – діагональним насосам,  $n_s = 400 \dots 1100$  – осьовим насосам,  $n_s = 1000 \dots 3000$  - осьовим насосам підвищеної швидкохідності.

#### 4. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО КОЛЕСА

##### 4.1. Вихідні дані для розрахунку робочого колеса

Вихідні дані для розрахунку робочого колеса визначаються на підставі вихідних даних в наступній послідовності.

Подача колеса

$$Q_1 = Q/k, \quad (4.1)$$

де  $Q$  - подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$k$  – число потоків.

Напір колеса

$$H_1 = \frac{H}{z}, \quad (4.2)$$

де  $H$  - напір насоса, м;

$z$  - число ступенів насоса.

Коефіцієнт швидкохідності ступеня

$$n_{1s} = \frac{3,65n\sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}}, \quad (4.3)$$

де  $n$  - частота обертання колеса, об/хв.

Гідравлічний ККД ступеня

$$\eta_{1z} = 1 - \frac{0,42}{\left( D_{1np} - 0,172 \right)^2}, \quad (4.4)$$

де  $D_{1np}$  - приведений діаметр колеса, мм:

$$D_{1np} = \left( 4,0 \div 4,5 \right) \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_1}{n}}. \quad (4.5)$$

Об'ємний ККД ступеня (що враховує втрати тільки в передньому ущільненні колеса)

$$\eta_{1об} = \frac{1}{1 + 0,68/n_{1s}^{2/3}}. \quad (4.6)$$

Внутрішній механічний ККД ступеня (що враховує тільки втрати дискового тертя) в першому наближенні визначається за виразом:

$$\eta_{1м} = \frac{1}{1 + 35/n_{1s}^{1,3}} \quad (4.7)$$

Механічний ККД насоса з урахуванням втрат в сальниках і підшипниках можна прийняти на  $I - 3\%$  менше, ніж  $\eta_{1м}$ , тобто

$\varepsilon_m = \varepsilon_{1m} - 0,01 \div 0,03$ , де більші значення слід приймати для менш енергоємних насосів.

Очікуваний повний ККД насоса

$$\varepsilon_n = \varepsilon_{12} \varepsilon_{106} \varepsilon_{1m} \quad (4.8)$$

уточнюється при розрахунку балансу енергії з урахуванням об'ємних втрат між ступеннями і в системі урівноваження осьової сили, а також втрат дискового тертя цієї системи.

Для насосів, що перекачують неоднорідні рідини (піскові, ґрунтові, фекальні і т. д.) та мають робочі колеса з малим числом лопатей, розширені прохідні канали і збільшені в ущільненнях зазори, значення  $\eta_n$  слід приймати менше, ніж значення, отримане приведеним способом. При цьому треба керуватися даними і ККД існуючих зразків, що мають параметри, близькі до параметрів насоса, який проектується.

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_m = \frac{H_1}{\varepsilon_{12}} \quad (4.9)$$

Потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{c g Q H}{1000 \varepsilon} \quad (4.10)$$

Максимальна розрахункова потужність на валу насоса, кВт:

$$N_{max} = k_3 \cdot N, \quad (4.11)$$

де  $k_3$  - коефіцієнт запасу; значення якого можна приймати за даними таблиці 1.

Таблиця 1 - Значення коефіцієнт запасу  $k_3$  залежно від потужності на валу насоса

$N$ , кВт	< 1	1...2	2...5	5...50	> 50
$k_3$	1,3...1,4	1,4...1,2	1,2...1,15	1,15...1,1	1,1...1,05

Попереднє значення діаметра вала в місці посадки колеса визначають спрощеним розрахунком на кручення, м

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 [\tau] b}} \quad (4.12)$$

де  $M$  – обертовий момент на валу насоса, Н·м;

$[\tau]$  – занижене значення припустимого напруження на кручення, Н/м<sup>2</sup> (для одноступінчатих насосів приймають  $[\tau] = 120 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>, для багатоступінчатих насосів -  $[\tau] = 250 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>).

Обертовий момент на валу насоса, кН·м:

$$M = \frac{30 N_{max}}{n p} \quad (4.13)$$

Отримане значення  $d_g$  вибирають у відповідності до ГОСТ 6636-69. У подальшому, в процесі проектування і розрахунків, вал перевіряють на міцність від навантажень кручення і вигину, жорсткість і критичну швидкість обертання.

Діаметр втулки робочого колеса (рис. 4.1), м:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,4) d_s, \quad (4.14)$$

де більші значення приймають для менших значень  $d_s$ , враховуючи при цьому висоту шпонки.

#### 4.2. Визначення основних розмірів колеса

Швидкість потоку у вхідному отворі колеса згідно формули С.С. Руднева, м/с:

$$x_0 = \sigma \cdot \sqrt[3]{Q'_k \cdot n^2}, \quad (4.15)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт, що приймається для ступенів із спіральними відводами в межах 0,06...0,08, а для ступенів з лопатевими відводами - 0,08...0,1;

$Q_k$  - розрахункова подача колеса

$$Q_k = Q_1 / \sigma_{10\sigma}. \quad (4.16)$$

Діаметр вхідного отвору колеса, м:

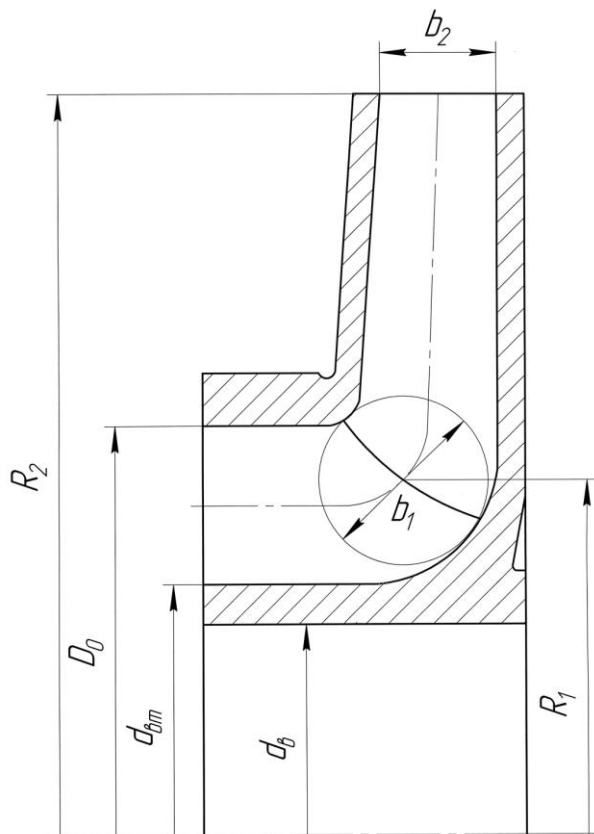


Рисунок 4.1 - Основні розміри робочого колеса

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_k}{px_0} + d_{em}^2}. \quad (4.17)$$

При консольному розташуванні колеса  $d_{em} = 0$ , тоді

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_k}{px_0}}. \quad (4.18)$$

Радіус середньої точки вхідної кромки лопаті  $R_1$  вибирають таким чином.

Для робочих коліс з  $n_s \leq 90$ , що мають звичайні якості кавітацій, слід приймати, м:

$$R_1 = 0,9 \div 0,9 \frac{D_0}{2}. \quad (4.19)$$

У багатоступінчатих насосах, що перекачують гарячі або киплячі рідини (живильні, конденсатні, нафтові), з метою отримання високих кавітаційних якостей для колеса першого ступеня треба приймати, м:

$$R_1 = 0,9 \div 0,85 \frac{D_0}{2}. \quad (4.20)$$

Для робочих коліс з  $n_s > 90$  величина  $R_1$  змінюється в досить широких межах; у першому наближенні можна прийняти, м:

$$R_1 = 0,9 \div 0,6 \frac{D_0}{2}. \quad (4.21)$$

де менші значення відповідають колесам з більшими  $n_s$ .

Ширина каналу в меридіанному перетині на вході колеса, м:

$$b_1 = \frac{Q_k}{2pR_1x'_{m1}}, \quad (4.22)$$

де  $v'_{m1}$  - меридіанна складова швидкості на вході без врахування стиснення перетину потоку товщиною лопаті.

Зазвичай приймають  $v'_{m1} = v_0$ . Проте для коліс перших ступенів з метою отримання високих кавітаційних якостей одночасно із зменшенням  $R_1$  приймають  $v'_{m1} = (0,5 \dots 0,7) v_0$ .

Меридіанна складова швидкості з урахуванням стиснення  $v_{m1} = k_1 \cdot v'_{m1}$ . Значення коефіцієнта стиснення  $k_1$  приймають в першому наближенні  $k_{11} = (1,10 \dots 1,15)$ , де менші значення задають для коліс з великими розмірами ( $D_2 > 100$  мм).

Переносна швидкість середньої точки вхідної кромки лопаті, м/с:

$$u_1 = \frac{2pR_1n}{60}. \quad (4.23)$$

Кут, відповідний безударному входу потоку на лопатку

$$\operatorname{tg} \epsilon_{10} = \frac{x_{m1}}{u_1} = k_{11} \frac{x'_{m1}}{u_1}. \quad (4.24)$$

Кут нахилу лопаті на вході  $\beta_1 = \beta_{10} + \Delta\beta$ , де зазвичай кут атаки приймають в межах  $\Delta\beta = (3 \dots 8)^\circ$ .

Менші значення  $\Delta\beta$  відповідають колесам більшої швидкохідності. При цьому значення кута  $\beta_1$  повинно бути не менше  $20^\circ$ . У спеціальних випадках для отримання необхідної величини кута  $\beta_1$  значення  $\Delta\beta$  допускається приймати до  $15^\circ$ . Крім того, великі значення  $\Delta\beta$  допускаються також для коліс, призначених для перекачування забруднених рідин з метою отримання великих прохідних перетинів на вході.

Розміри вихідного перетину колеса визначають шляхом послідовного наближення. Враховуючи, що для нормального виходу потоку теоретичний напір колеса можна представити у вигляді

$$H_m = \frac{x_{u2}u_2}{g} = k_{u2} \frac{u_2^2}{g}, \quad (4.25)$$

значення переносної швидкості на виході в першому наближенні, м/с:

$$u_{21} = \sqrt{\frac{gH_m}{k_{u2}}}, \quad (4.26)$$

де значення коефіцієнта  $k_{u2}$  визначається виразом

$$k_{u2} = x_{u2}/u_2 = f \left( \frac{u_2}{u_1} \right)^{0,22} = 1,87 n_s^{-0,25}. \quad (4.27)$$

Тоді зовнішній радіус робочого колеса, м:

$$R_{21} = \frac{u_{21}}{\omega}. \quad (4.28)$$

Ширина каналу на виході, м:

$$b_{21} = 0,07 D_{21} \left( \frac{n_s}{100} \right)^{4/3}, \quad (4.29)$$

де  $D_{21}$  – зовнішній діаметр робочого колеса,  $D_{21} = 2R_{21}$ .

Меридіанна складова абсолютної швидкості без урахування стиснення:

$$x'_{m21} = \frac{Q_k}{2pR_{21}b_{21}}. \quad (4.30)$$

Меридіанна складова швидкості з урахуванням стиснення, м/с:

$$x_{m21} = k_{21} \cdot x'_{m21}, \quad (4.31)$$

де коефіцієнт стиснення потоку на виході колеса приймають в першому наближенні в межах  $k_{21} = 1,05 \dots 1,1$ . Тут, також як і для коефіцієнта  $k_1$ , менші значення відповідають колесам більших розмірів.

Вихідний кут лопаті зазвичай приймають в межах  $\beta_2 = 20 \dots 30^\circ$ , де більші значення кута відповідають тихохідним колесам, середні - колесам середньої швидкохідності і менші - швидкохідним.

Проте при необхідності забезпечення стабільної форми напірної характеристики  $Q-H$  і одночасно високої економічності і високої напірності ступеня для коліс з меншими  $n_s$  необхідно вибирати менші кути  $\beta_2$ . Так, в межах  $n_s = 80 \dots 120$ , при числі лопатей  $z_k = 7$  кут  $\beta_2$  слід вибирати з умови  $\beta_2 \leq 24 \dots 25^\circ$ , а при  $z_k = 8$ :  $\beta_2 \leq 26 \dots 27^\circ$ .

Кількість лопатей  $z_k$  вибирають залежно від швидкохідності робочого колеса:

$n_s$	40...80	80...150	150...350
$z_k$	9; 8	8; 7	7; 6

Для коліс спеціальних насосів, що перекачують неоднорідні рідини з включеннями твердих часток, в цілях забезпечення великих прохідних каналів кількість лопатей слід вибирати  $z_k \leq 4$ .

Коефіцієнт зниження напору із-за кінцевої кількості лопатей

$$m = \frac{1,84}{n_s^{0,28} \left( 1 - \frac{0,043 \frac{3}{2} \sqrt[4]{n_s}}{3106 \operatorname{tg} \beta_2} \right)}. \quad (4.32)$$

Теоретичний напір при нескінченній кількості лопатей визначається по формулі:

$$H_\infty = \frac{H_m}{m}. \quad (4.33)$$

Враховуючи, що

$$H_\infty = \frac{c_{u2\infty} u_2}{g} = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{c_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right), \quad (4.34)$$

переносна швидкість на виході колеса в другому наближенні:

$$u_{22} = \frac{c_{m21}}{2tg\vartheta_2} + \sqrt{\frac{c_{m21}}{2tg\vartheta_2} + gH_\infty}. \quad (4.35)$$

Зовнішній радіус робочого колеса в другому наближенні:

$$R_{22} = \frac{u_{22}}{u\varphi}. \quad (4.36)$$

Потім задаються товщиною лопаті на вході і виході колеса і визначають коефіцієнти стиснення для другого наближення:

$$k_{12} = \frac{1}{1 - \frac{z_k \delta_1}{2pR_1 \sin \vartheta_1}}; \quad (4.37)$$

$$k_{22} = \frac{1}{1 - \frac{z_k \delta_2}{2pR_{21} \sin \vartheta_2}}, \quad (4.38)$$

де  $\delta_1$  і  $\delta_2$  - товщина лопатей відповідно на вході і виході колеса.

Товщину лопатей зазвичай приймають змінною - тонше по кінцях і з потовщенням посередині. Товщину на цій ділянці слід погоджувати з товщиною дисків колеса, що приймається з міркувань технології виробництва і міцності. Для зменшення стиснення потоку товщину вхідної кромки лопаті беруть приблизно в 2 рази менше, ніж товщину вихідної кромки лопаті, проте з технологічних міркувань не менше, ніж 2 мм. Для насосів, що перекачують неоднорідні рідини, які включають тверді частки, лопаті зазвичай виконують постійної товщини з урахуванням вимог зносостійкості.

Величини  $k_{12}$ ,  $k_{22}$  і  $R_{22}$  не повинні відрізнятися від значень, прийнятих в першому наближенні, більш ніж на 2%. Інакше необхідно виконати третє наближення розрахунків.

Значення відносних швидкостей  $w_1$  і  $w_2$  визначають, обчисливши остаточні розрахункові значення  $k_1$ ,  $k_2$  і  $R_2$ , м/с:

$$w_1 = \frac{k_1 c_{m1}}{\sin \vartheta_1}; \quad (4.39)$$

$$w_2 = \frac{k_2 c_{m2}}{\sin \vartheta_2}. \quad (4.40)$$

Визначивши таким чином елементи входу і виходу робочого колеса, будують відповідні плани швидкостей на вході в колесо (рис. 4.2, а) і виході з нього (рис. 4.2, б) з урахуванням кінцевої кількості лопатей.

## 5. ПРОФІЛЮВАННЯ КАНАЛУ РОБОЧОГО КОЛЕСА В МЕРИДІАННОМУ ПЕРЕТИНІ

Початковим положенням профілювання каналу в меридіанному перетині для отримання високих енергетичних і кавітаційних якостей

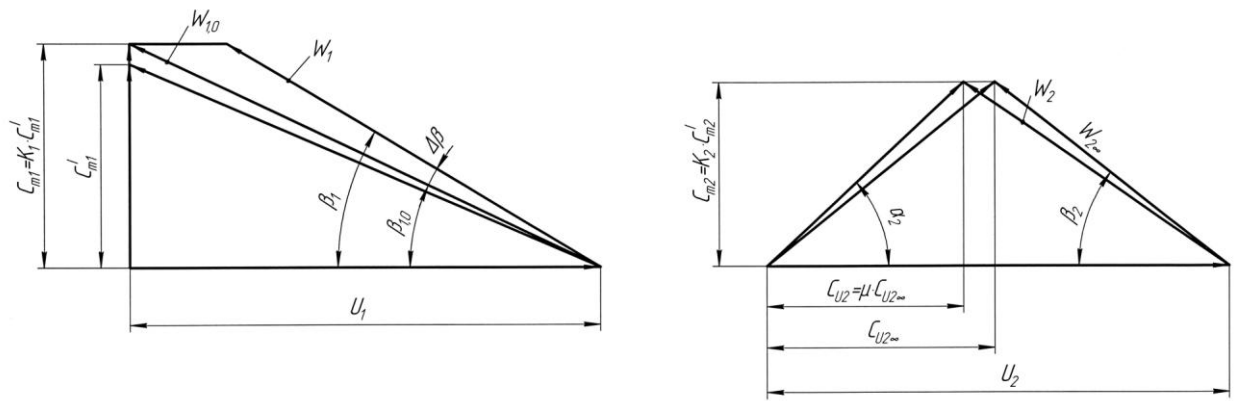


Рисунок 4.2 - Плани швидкостей на вході в робоче колесо (а) і виході з нього (б) з урахуванням кінцевої кількості лопаток

колеса є забезпечення плавності зміни швидкостей від входного отвору колеса і до виходу з нього. З цією метою задаються графіком зміни швидкостей у функції від радіусу  $r$  або координати по середній лінії каналу  $S$ . Тому залежно від швидкохідності  $n_s$  і забезпечення необхідних кавітаційних якостей колеса доцільно розглядувати наступні характерні випадки профілювання.

### 5.1. Профілювання каналу робочого колеса із звичайними кавітаційними якостями при значеннях $n_s \leq 90 \dots 100$

Профілювання каналу колеса в меридіанному перетині проводиться в наступній послідовності. Перпендикулярно осі обертання  $Oz$  (рис. 5.1)

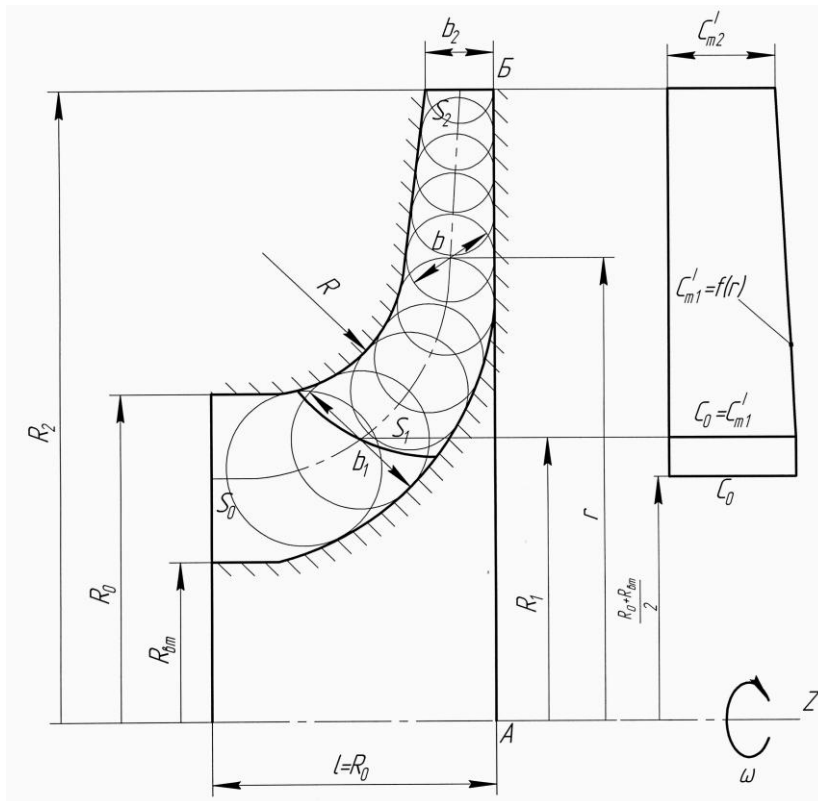


Рисунок 5.1 - До побудови меридіанного перетину робочого колеса



наносять лінію  $AB$ . На відстані  $R_2$  перпендикулярно лінії  $AB$  відкладають відрізок завдовжки  $b_2$ . Потім наносять лінії, паралельні осі  $Oz$ , віддалені від останньої на відстань  $R_{6m}$ ,  $R_1$  і  $R_0$ . Справа на кресленні будують епюру швидкостей  $c'_m = f(r)$ , які змінюються по лінійній залежності від значення  $c'_{m1}$  до  $c'_{m2}$ . При цьому, відповідно до викладеного вище, приймається  $c'_{m1} = c_0$ . За графічною залежністю  $c'_m = f(r)$  для поточних значень радіусу  $r_i$  визначають швидкості  $c'_{mi}$ , використовуючи значення яких по рівнянню нерозривності розраховують відповідну ширину каналу

$$b_i = \frac{Q_k}{2pr_i c'_{mi}}. \quad (5.1)$$

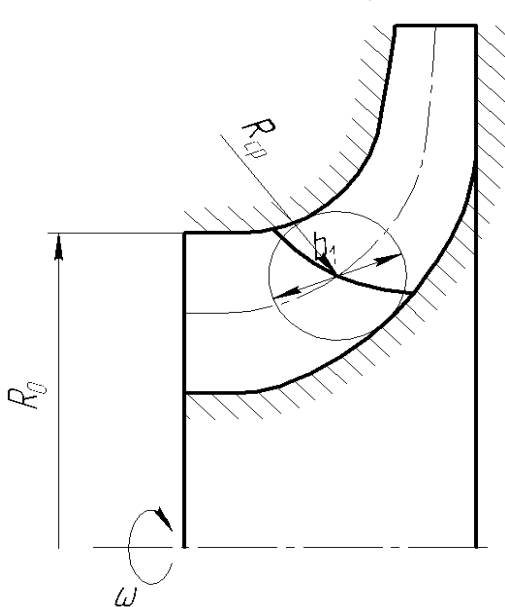


Рисунок 5.2 - Визначення кривизни середньої лінії течії робочого колеса

технологічних міркуваннях і визначають остаточне положення середньої лінії течії. В цілях уникнення різкого повороту потоку необхідно добиватися, щоб кривизна середньої лінії течії задовольняла умові  $R_{cp}/b_1 \geq 1$  (рис.5.2).

## 5.2. Профілювання каналу робочого колеса із звичайними кавітаційними якостями при значеннях $n_s > 100$

Робочі колеса при такій швидкохідності мають лопаті подвійної кривизни (рис.5.3). Канал колеса в цьому випадку профілюють послідовним наближенням. У першому наближенні профіль каналу в меридіанному перетині можна отримати за вказаним раніше способом, тобто так само, як і для коліс з циліндровими лопатями. Надалі контур каналу корегують, для чого епюру швидкостей будують вже залежно від координати на середній лінії і при необхідності корегують знов.

### 5.3. Профілювання каналу робочого колеса з підвищеними кавітаційними якостями (при всіх можливих значеннях $n_s$ )

Меридіанний перетин каналу (рис. 5.4) будують подібно випадку, приведеному в розділі 5.1. При цьому швидкість в крапці на середній лінії у вхідній кромці лопаті приймають  $c'_{m1} = (0,5 \dots 0,7)c_0$ , а радіус середньої точки вхідної кромки лопаті – відповідно до рекомендацій, викладеними вище -  $R_1 = 0,9 \div 0,85 \frac{D_0}{2}$ . Це дозволяє мати розширений перетин потоку на вході колеса, що у свою чергу забезпечує вищі його кавітаційні якості за рахунок зниження швидкості рідини.

Для плавної зміни профілю каналу робочого колеса в меридіанному перетині необхідно забезпечити плавну зміну епюри швидкостей від  $v_0$  до  $c'_{m1}$  і від  $c'_{m1}$  до  $c'_{m2}$  відповідно до їх значень, раніше отриманих розрахунковим шляхом.

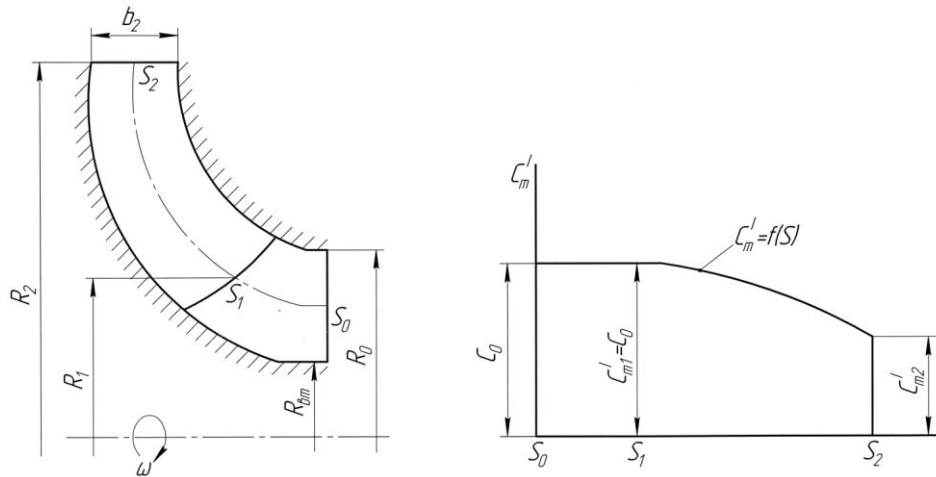


Рисунок 5.3 - До профілювання робочого колеса із звичайними кавітаційними якостями при значеннях  $n_s > 100$

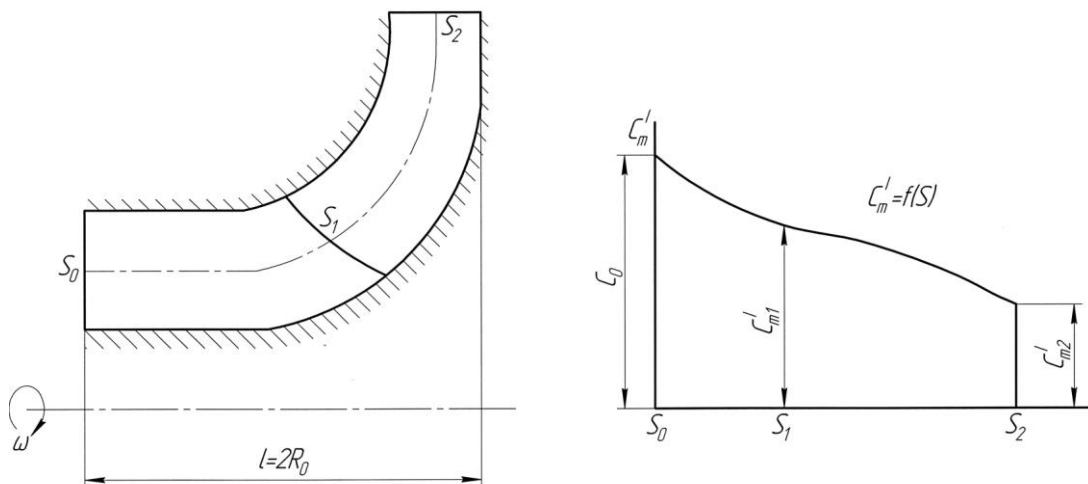


Рисунок 5.4 - До профілювання робочого колеса з підвищеними кавітаційними якостями

## 6. ПРОФІЛЮВАННЯ ПОВЕРХНІ ЛОПАТІ РОБОЧОГО КОЛЕСА

### 6.1. Профілювання поверхні циліндрових лопатей

Робочі колеса з  $n_s \leq 90 \dots 100$ , що мають звичайні кавітаційні якості, виконують з циліндровими лопатями (рис. 6.1), оскільки у таких коліс напрям середньої лінії течії в меридіанному перетині збігається з напрямом радіусу.

Диференційне рівняння середньої лінії контуру лопаті в плані

$$du = \frac{dr}{rtg\epsilon}, \quad (6.1)$$

а повний кут обхвату лопаті визначається інтегралом

$$u = \int_{R_1}^r \frac{dr}{rtg\epsilon}. \quad (6.2)$$

Рух рідини в колесі з найменшими гідравлічними втратами забезпечується умовою безвідриного обтікання лопатей потоком. Оскільки встановити аналітичний зв'язок між  $\beta$  і  $r$ , що відповідає цій умові, практично не представляється можливим, інтеграл (6.2) вирішується методом чисельного інтегрування. Для цього середню геометричну лінію течії меридіанного перетину каналу колеса розбивають на ряд (12...14) рівних елементарних відрізків. Позначаючи підінтегральну функцію як

$$\frac{1}{rtg\epsilon} = B(r), \quad (6.3)$$

приріст центрального кута визначають за виразом

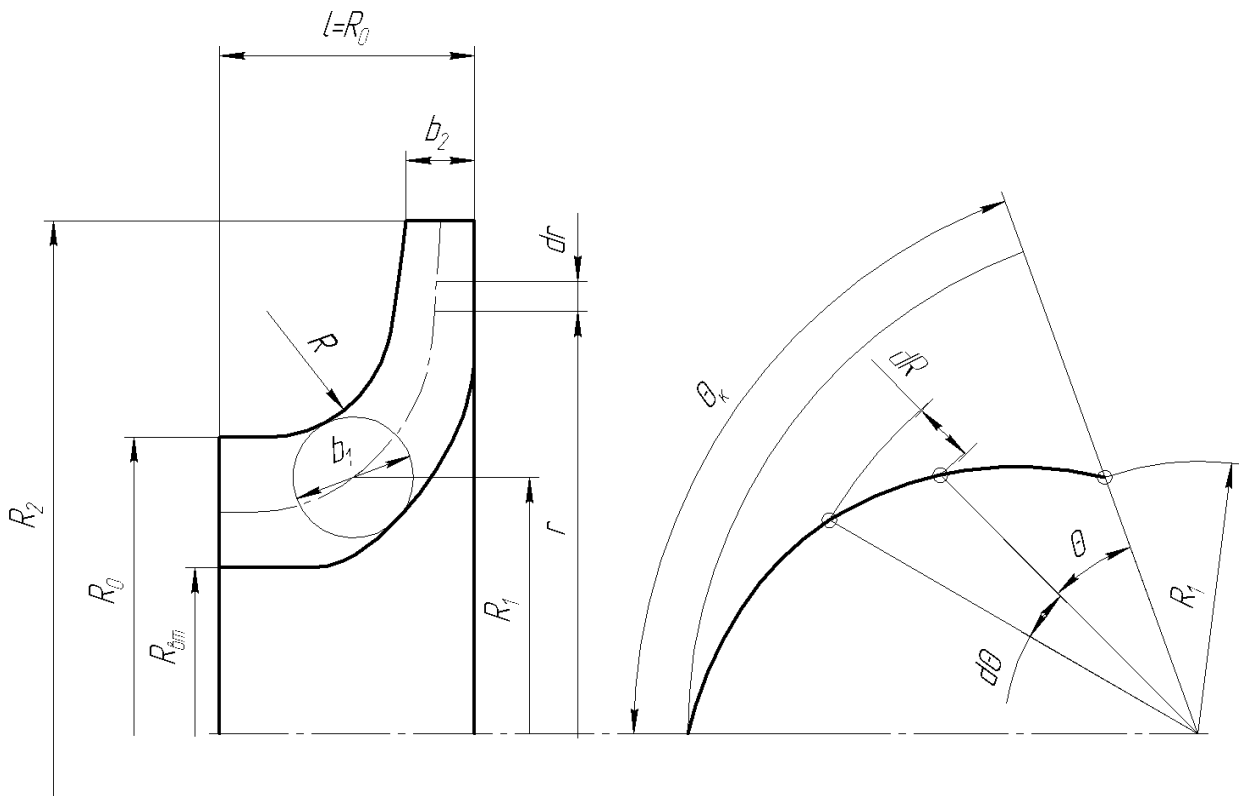


Рисунок 6.1 - До профілювання циліндрової лопатки

$$Du_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} Dr_i, \quad (6.4)$$

де  $\Delta r$  - приріст радіусу, що визначається як різниця між радіусами на початку і кінці даного елементарного відрізка;  $B_i$  і  $B_{i+1}$  - значення підінтегральної функції на початку і кінці відрізка.

Повний кут обхвату лопаті

$$u_k = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} Dr_i. \quad (6.5)$$

Для визначення величини підінтегральної функції задаються значеннями, що плавно змінюються, відносної швидкості  $w$  і товщини лопаті  $\delta$  в межах від  $R_1$  до  $R_2$  (рис. 6.2). За наявності меридіанного перетину колеса, отриманого попереднім розрахунком, відносна швидкість визначається виразом

$$w = \frac{c_m}{\sin \vartheta} = k \frac{c'_m}{\sin \vartheta} = \frac{1}{1 - \delta/t} \cdot \frac{c'_m}{\sin \vartheta}. \quad (6.6)$$

Звідси кут нахилу лопаті

$$\sin \vartheta = \frac{c_m}{w} + \frac{\delta}{t}, \quad (6.7)$$

де значення  $w$  і  $\delta$  визначають по графічній залежності (рис. 6.2), а значення кроку  $t$  і меридіанної складової швидкості  $c'_m$  обчислюють по співвідношеннях:

$$t = \frac{2pr}{z_k}; \quad (6.8)$$

$$c'_m = \frac{Q_k}{2prb}. \quad (6.9)$$

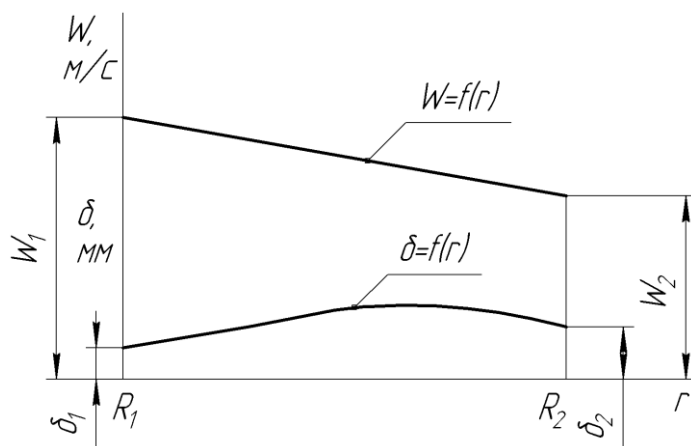


Рисунок 6.2 - Зміна відносній швидкості  $w$  і товщина лопатки  $\delta$  по радіусу робочого колеса

При обчисленні швидкості  $c'_m$  ширину каналу  $b$  визначають за кресленням меридіанного перетину колеса, складеного в попередньому розділі. Весь розрахунок по профілюванню поверхні лопаті представляють табличною

формою (таблиця 6.1).

Отримавши таким чином значення  $\theta$  як функцію  $r$ , наносять відповідні крапки в плані і будують середню лінію лопаті по крапках. Потім в кожній

точці середньої лінії відкладають відповідні значення товщини лопаті  $\delta$ , будують її контур (рис. 6.3). При складанні креслення колеса контури лопаті можуть бути обкреслені дугами кіл з радіусами  $r_5, r_6, r_7, r_8$ .

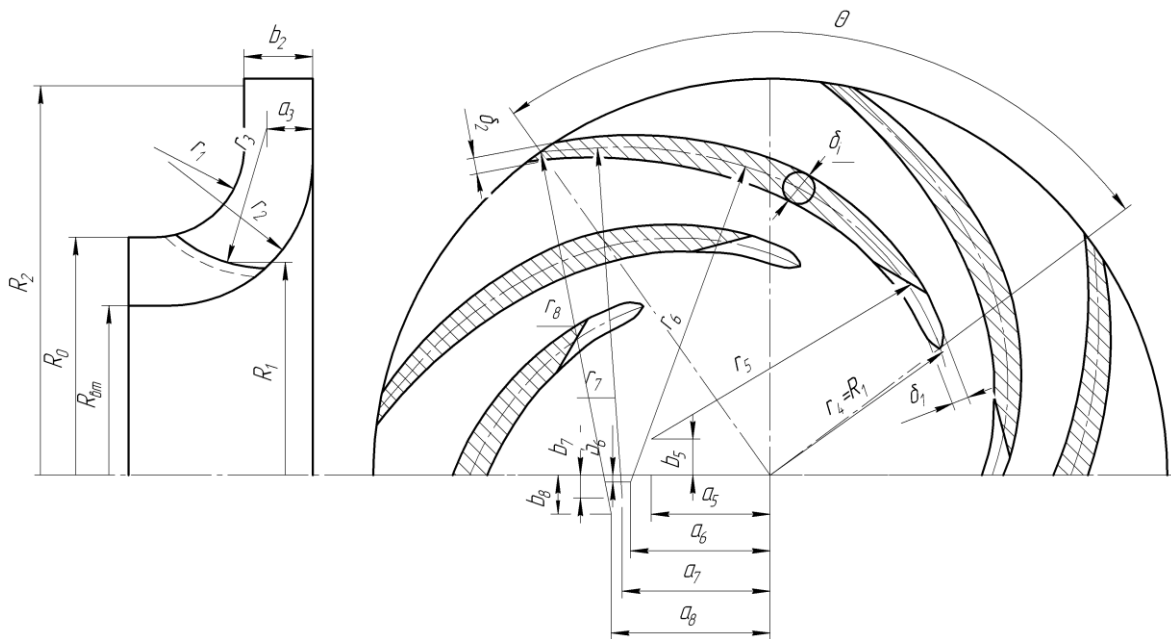


Рисунок 6.3 - Побудова циліндрової лопаті робочого колеса

## 6.2. Профілювання поверхні лопатей двоякої кривизни

Робочі колеса із значенням коефіцієнта швидкохідності  $n_s > 100$ , а також колеса з порівняно малим коефіцієнтом швидкохідності  $n_s$ , які повинні мати високі кавітаційні якості, виконують з лопатями подвійної кривизни. При цьому, як викладено вище, для коліс вказаних швидкохідностей вхідну кромку лопатей розташовують в області повороту потоку з осьового напрямку в радіальний. У практиці насособудування широко використовується елементарний метод розрахунку лопатей двоякої кривизни, заснований на рівношвидкісному потоці в меридіанному перетині, тобто такому потоці, в якому швидкості по нормальних до ліній струму перетинах приймаються постійними.

Для побудови рівношвидкісного потоку меридіанного перетину (рис. 6.4) колеса розділяють поверхнями течії на ряд елементарних струмин (чисельністю  $n$ ) з однаковими витратами

$$DQ_i = Q_k/n = 2pr_i \cdot Db_i \cdot x_{mi}, \quad (6.10)$$

де  $n$  – число струмин в потоці, що приймається зазвичай рівним чотирьом.

З умови визначення рівношвидкісного потоку для побудови останнього по кожній лінії, нормальній лініям течії, маємо

$$Db_i \cdot r_i = const. \quad (6.11)$$

З метою підвищення точності розрахунків меридіанний перетин коліс  $D_2 \leq 300 \div 400$  мм доцільно побудувати в масштабі 2:1 або більшому (залежно від значення діаметру  $D_2$ ).

Побудову потоку ведуть шляхом послідовного наближення. У вхідному перетині намічають крапки  $A$ ,  $B$ ,  $B$ ,  $\Gamma$  і  $D$  з відповідними радіусами, отриманими з умови рівності витрат по трубках течії:

$$R_A = R_{\text{вм}}; R_D = R_0; R_\Gamma = \frac{1}{2} \sqrt{R_A^2 + 3R_D^2};$$

$$R_B = \sqrt{\frac{R_A^2 + R_D^2}{2}}; R_B = \frac{1}{2} \sqrt{3R_A^2 + R_D^2}.$$
(6.12)

При консольному розташуванні колеса:

$$R_A = R_{\text{вм}} = 0; R_D = R_0; R_\Gamma = \frac{R_D}{2\sqrt{3}};$$

$$R_B = R_D \sqrt{1/2}; R_B = \frac{R_D}{2}.$$
(6.13)

У вихідному перетині ширину каналу ділять на рівні частини, тобто  $A'B' = B'B' = B'\Gamma' = \Gamma'D'$ . Отримавши таким чином початкові і кінцеві точки ліній течії, орієнтовано наносять в середній частині потоку нормальну лінію IV-IV і розбивають її на  $n$  ділянок, що задовольняють умові  $r_i \cdot \Delta b_i = \text{const}$ . Далі через початкові, середні і кінцеві точки проводять в першому наближенні лінії течії  $S$ . Так само наносять нормальні лінії VI-VI і так далі, вписуючи кола діаметром  $\Delta b_i$  так, щоб

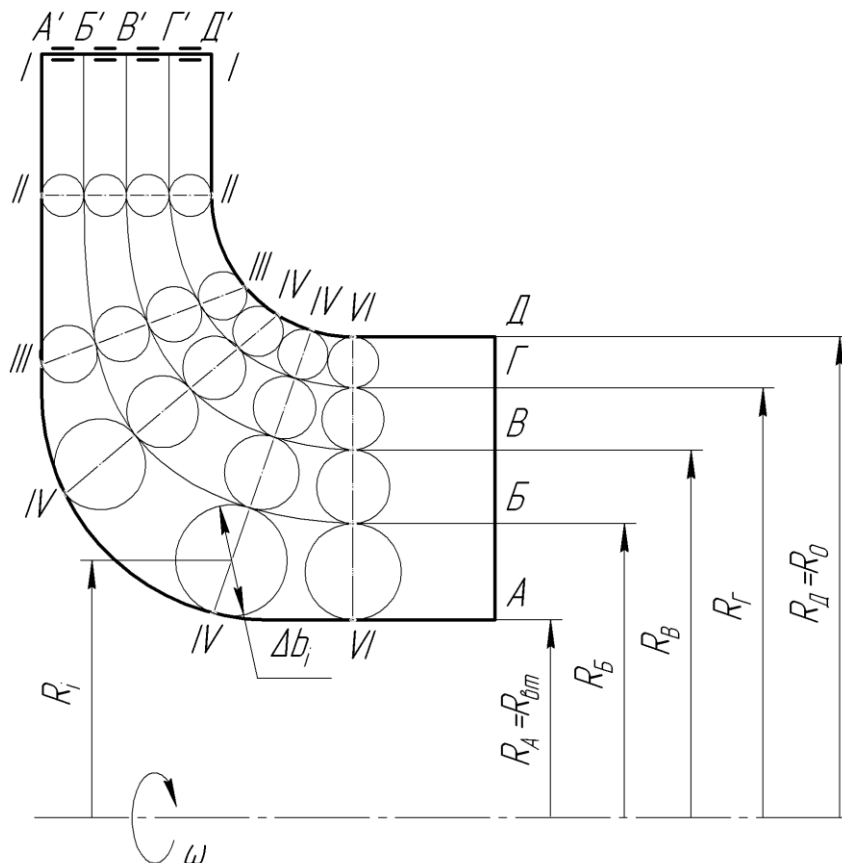


Рисунок 6.4 - Побудова рівношвидкісного потоку в меридіанному перетині колеса

Таблиця 6.1 - Розрахункові параметри циліндрових лопатей

Номери крапок	$S,$ м	$r,$ м	$b,$ м	$x'_m = \frac{Q_k}{2prb},$ м\с	$w,$ м\с	$\frac{x'_m}{w}$	$t,$ м	$\delta,$ м	$\frac{\partial}{t}$	$\sin \epsilon = \frac{x'_m}{w} +$ $+\frac{\partial}{t}$	$\beta,$ град	$tg\beta$	$B =$ $= \frac{1}{rtg\beta},$ м <sup>-1</sup>	$\Delta S,$ м	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2},$ м <sup>-1</sup>	$\Delta\theta,$ рад	$\Sigma\theta_i,$ рад	$\theta_k,$ град
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>	<b>18</b>	<b>19</b>
1																		
2																		
$n$																		

нормальна лінія проходила через точки дотику кола до ліній струму, і перевіряють умову

$$r_i \cdot \Delta b_i = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} r_i \cdot \Delta b_i}{n} = \overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep} \quad (6.14)$$

для кожної нормальної лінії, коректують хід ліній течії  $S$  і отримують друге наближення їх положення. По другому наближенню ліній течії будують друге наближення нормальних ліній і знов виправляють положення ліній течії і нормальних ліній, що задовольняють приведеній умові. При цьому треба прагнути, щоб відхилення

$$\frac{r_i \cdot \Delta b_i - \overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep}}{\overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep}} 100 \leq 2\%. \quad (6.15)$$

Інакше розрахунок повторюють в табличній формі (таблиця. 2). Меридіанна швидкість по лініях, нормальних до ліній течії:

$$c'_m = \frac{Q_k \cdot m^2}{n2p \overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep}}, \quad (6.16)$$

де  $m$  - коефіцієнт, що враховує масштаб креслення.

Таблиця 6.2 - Розрахункові параметри лопатей двоякої кривизни

№	Потік	$r_i$ , м	$\Delta b_i$ , м	$r_i \cdot \Delta b_i$ , м <sup>2</sup>	$(r_i \cdot \Delta b_i)_{cp}$ , м <sup>2</sup>	$\frac{r_i \cdot \Delta b_i - \overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep}}{\overline{\zeta_i \cdot \Delta b_i}_{ep}} \times 100\%$	$c'_m$ , м/с
	Д'Д-Г'Г						
	Г'Г-В'В						
	В'В-Б'Б						
	Б'Б-А'А						

На підставі даних таблиці 6.2 будують графік зміни швидкості  $v'_m$  уздовж кожної лінії течії (рис. 6.5). Цей графік зручніше будувати по напрямку від виходу потоку з робочого колеса до входу його в колесо.

Розрахунок поверхні лопаті подвійної кривизни, заснований на рівношвидкісному потоці, є подальшим розвитком методу розрахунку циліндрових лопатей. Поверхні лопаті розраховують по кожній лінії течії окремо, виходячи з умови забезпечення плавності переходу від одного перетину до іншого.

Диференціальне рівняння перетину лопаті подвійної кривизни має вигляд

$$du = \frac{dS}{rtg\epsilon}, \quad (6.17)$$

а повний кут обхвату лопаті обчислюють інтегралом



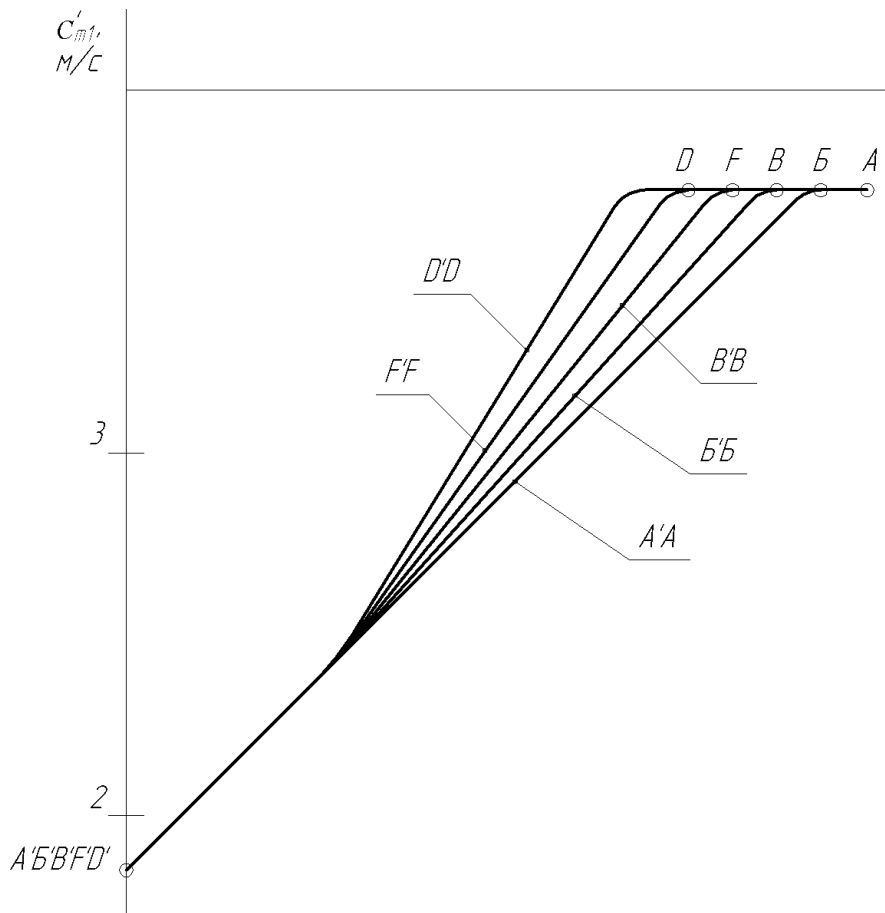


Рисунок 6.5 - Зміна швидкості  $c_m$  уздовж ліній течії

$$u = \int_{s_1}^{s_2} \frac{dS}{r \operatorname{tg} \vartheta} \quad (6.18)$$

який, аналогічно розрахунку циліндрової лопаті визначають методом чисельного інтегрування:

$$u = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta S_i. \quad (6.19)$$

Розрахунок починають вести по середній лінії течії  $BB'$  (рис. 6.5), потім по крайніх лініях  $DD'$  и  $AA'$ , а після - по  $GG'$  и  $BB'$ .

Для визначення підінтегральної функції

$$B_i = \frac{1}{r_i \operatorname{tg} \vartheta_i} \quad (6.20)$$

як і в разі циліндрової лопаті, задаються графіками (подібно до графіка на рис. 6.2) зміни відносної швидкості  $w$  і товщина лопаті в перетині її поверхнею течії (рис. 6.6):

$$\delta_s = \delta / \cos \alpha \quad (6.21)$$

де  $\delta$  - дійсна товщина або товщина по нормалі до поверхні лопаті (так само, як для циліндрової лопаті);

$\alpha$  - кут між дотичною  $\tau$  до лінії струму і нормаллю  $n_f$  до лінії  $f_m$  - меридіанного перетину поверхні лопаті. Тому кут нахилу лопаті уздовж лінії течії:

$$\sin \alpha = \frac{c_m}{w} + \frac{\delta_s}{t}, \quad (6.22)$$

де значення  $w$ ,  $\delta_s$  і  $c_m$  визначають по графічних залежностях  $w = f(\sigma)$ ,  $\delta_s = f(\sigma)$  і  $c_m = f(\sigma)$ , а значення кроку розраховують по співвідношенню (6.8)  $t = 2pr/z_k$ .

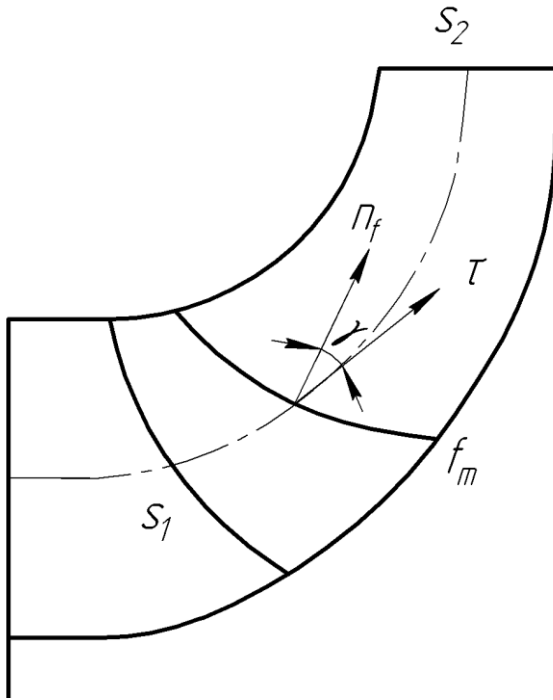


Рисунок 6.6 - До визначення товщини лопатки в перетині її поверхнею течії

Для ведення розрахунку лінію течії ділять на 12-14 рівних частин. Маючи з розрахунку (по визначенню основних розмірів колеса) величину  $R_1$  для середньої лінії течії, намічають вхідну кромку лопаті так, щоб відповідні кути, що утворюються останньою з лініями течії по дискам, були можливо ближче до тупих. Товщину лопаті на вхідній кромці  $\delta_1$  по всіх лініях течії слід приймати постійною, тоді

відповідні товщини лопаті в перетині її поверхнею течії визначиться з виразу

$$\delta_{s1} = \delta_1 / \cos \alpha_1, \quad (6.23)$$

де значення кута  $\alpha_1$  визначаються з креслення робочого колеса.

У вихідному перетині  $\delta_{s2} = \delta_2$ , оскільки кромка лопаті в цьому перетині перпендикулярна до ліній течії і  $\alpha_2 = 0$ . Задаючись дійсною товщиною  $\delta_{cp}$  середньої частини лопаті (керуючись тими ж міркуваннями, як і в разі проектування циліндрової лопаті), приймають товщину  $\delta_s$  в цьому перетині на 10...15% більше, ніж товщина  $\delta_{cp}$ . Маючи таким чином значення  $\delta_{s1}$ ,  $\delta_{s2} = \delta_2$  і  $\delta_{cp}$ , відкладають цю товщину у відповідних перетинах, сполучаючи їх плавними лініями уздовж всієї лінії течії  $S$  від вхідного до вихідного перетинів.

Весь розрахунок ведуть в табличній формі (таблиця 6.3). Таблиця 6.3 незначно відрізняється від таблиці 6.1 для розрахунку лопаті з циліндровою поверхнею.

Отримавши залежність  $\theta = f(S)$ , відкладають на плані по крапках контур середньої лінії лопаті в перетині течії. Перетини поверхні лопаті по інших лініях течії розраховують і будують в плані так само, як по середній лінії течії. При цьому кути атаки  $\Delta\beta$  по інших лініях течії можна приймати рівними значенню для середньої лінії течії. Діаметр  $D_2$  і кути  $\beta_2$  виходу рекомендується підбирати так, щоб відносна швидкість  $w_2$  залишалася по ширині лопаті постійною.

Для забезпечення плавності поверхні лопаті бажано отримати однаковий або майже однаковий центральний кут  $\theta$  по всіх лініях течії. З цією метою варіюють довжинами ліній течії, скорочуючи або подовжуючи їх з боку вхідної кромки і залишаючи без зміни положення середньої точки вхідної кромки. Тому розрахунок зручніше вести від вихідного перетину до вхідного. Крім того, для отримання  $\theta = const$  по всіх лініях течії можна варіювати також законом зміни відносних швидкостей від  $w_1$  до  $w_2$  таким чином: для середньої лінії течії - по прямій лінії (рис. 6.6); по лінії переднього диска - опуклістю вгору, а по лінії заднього диска - опуклістю вниз. Проте отримати  $\theta = const$  по всіх лініях течії представляється можливим для робочих коліс з  $n_s \leq 140 \dots 150$ . При великих значеннях  $n_s$  кут  $\theta$  по веденому диску доводиться приймати декілька менше - від 5 до 10°. В цьому випадку вихідна кромка лопаті виходить похилою по висоті (рис. 6.7).

Для побудови лопаті її поверхню розтинають меридіанними площинами 1, 2, 3 і так далі і відкладають перпендикулярно в обидві сторони від середньої (розрахунковою) поверхні по половині товщини лопаті в її меридіанному перетині, тобто  $\partial_{ms} = \partial_s / \cos \epsilon$ . В результаті отримують меридіанні перетини лицьової і тильної поверхонь лопаті, необхідні для складання модельних перетинів при виготовленні робочого креслення

Таблиця 6.3 - Розрахункові параметри лопатей двоякої кривизни

Номери крапок	$S,$ м	$r,$ м	$c_m,$ м\с	$w,$ м/с	$\frac{c_m}{w}$	$t,$ м	$\delta_s,$ м	$\frac{\partial_s}{t}$	$\sin \epsilon$	$\beta,$ град	$tg\beta$	$B =$ $= \frac{1}{rtg\beta},$ м <sup>-1</sup>	$\Delta S,$ м	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2},$ м <sup>-1</sup>	$\Delta\theta,$ рад	$\Sigma\theta_i,$ рад	$\theta_k,$ град
1																	
2																	
$n$																	

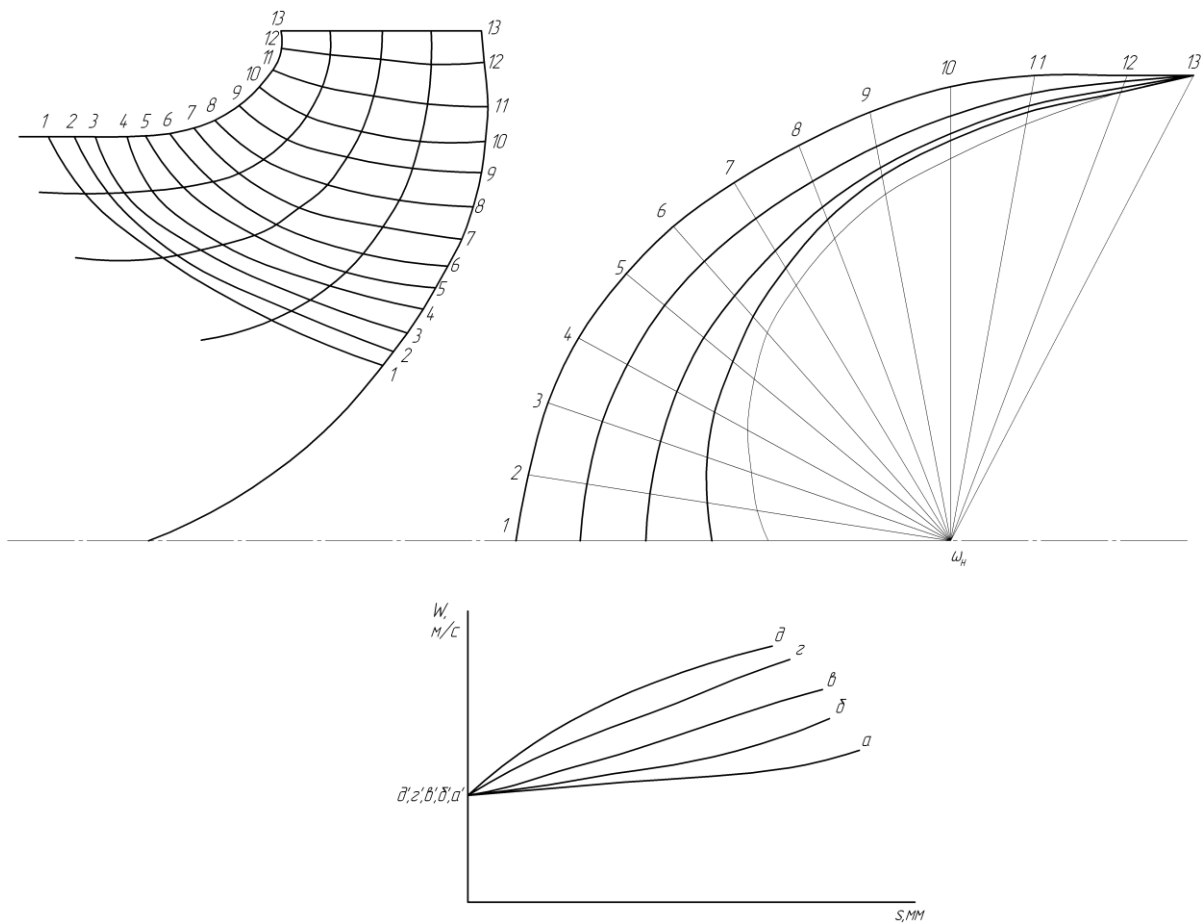


Рисунок 6.7 - Характер зміни відносних швидкостей для різних ліній течії

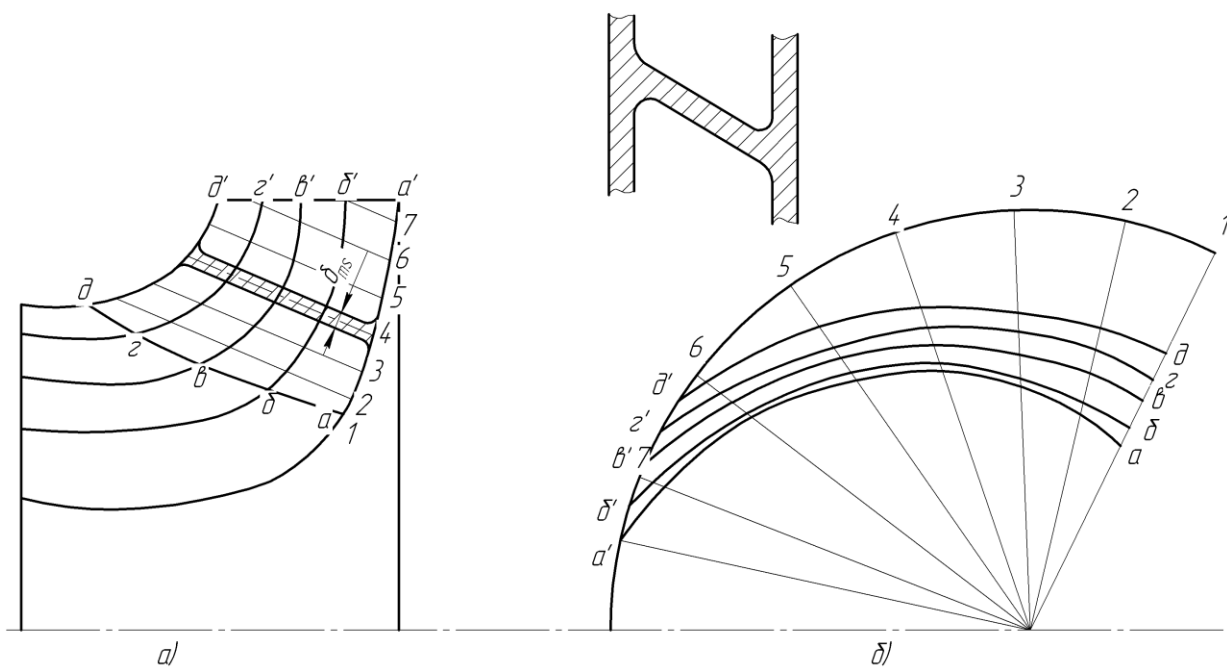


Рисунок 6.8 - Побудова поверхні лопатки: а - меридіанна проекція лопатки; б - проекція лопатки в плані