

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

В.Е. Дранковський, Ю.М. Кухтенков

**ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ ТА ПЕРЕДАЧІ**

Навчальний посібник

для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»,  
133.03 «Машини та механізми нафтогазових промислів»

Частина 1 ЛОПАТЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ ТА ГІДРОМУФТИ

Рекомендовано вченою радою НТУ „ХПІ”

Харків  
НТУ „ХПІ”  
2023

УДК 621.224.1: 519.87(075)

К 95

*Рецензенти:*

*В. Г. Неня*, доц., канд. техн. наук (СумДУ), м. Суми

*К. А. Миронов*, доц., канд. техн. наук (НТУ «ХП»);

Рекомендовано вченою радою НТУ «ХП»  
як навчальний посібник для студентів спеціальності  
133 «Галузеве машинобудування», протокол № 1 от .02.23

**Дранковський В. Е., Кухтенков Ю. М.**

К 95 Гідравлічні двигуни та передачі. Частина 1. Лопатеві гідравлічні двигуни та гідромуфти: навч. посіб. / В. Е. Дранковський, Ю. М. Кухтенков. – Харків: НТУ «ХП», 2023. – 125 с.

ISBN 978-617-05-0092-2

Посібник «Гідравлічні двигуни та передачі» частина I «Лопатеві гідравлічні двигуни та гідромуфти» до вивчення дисципліни з курсу «Гідравлічні двигуни та передачі» для студентів денної і заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації 133.03 «Машини та механізми нафтогазових промислів. Представлені конструкції динамічних двигунів турбобурів, та гідродинамічних передач – гідромуфт. Розглядаються теоретичні питання та робочі процеси в цих механізмах, що широко широко використовуються в галузі енергетичного машинобудування, зокрема в нафтогазовидобувній галузі.

Іл. 76. Табл. 7. Бібліогр. 20 найм.

УДК 621.224.1: 519.87(075)

ISBN 978-617-05-0092-2

© В. Е. Дранковський, Ю. М. Кухтенков, 2023

## ВСТУП

Даний посібник призначений для закріплення теоретичних знань, отриманих студентами спеціальності «Галузевого машинобудування», при вивченні курсу пов'язаного з питаннями робочого процесу гідродвигунів динамічного типу, що використовуються при бурінні газових та нафтових свердловин методом турбінного буріння.

Матеріал, що вміщуються в даному посібнику містить необхідні дані, що описують конструкції динамічних двигунів турбобурів. Розглядається робочий процес енергетичного елемента турбобуру ступінь турбобуру. Наведена кінематика потоку в лопатевих системах ротора та статора, що дозволяє обґрунтовано підходити до виконання інженерних розрахунків [1].

Наведені необхідні дані для виконання практичних розрахунків при вирішенні прикладних завдань, що необхідно виконати при вивченні даної дисципліни з використанням сучасних математичних та графічних пакетів.

У кожному розділі методичних вказівок наводяться теоретичні основи і необхідні розрахункові формули. Умови завдань складені з розрахунком на індивідуальну роботу студентів денного і заочного форм навчання машинобудівних спеціальностей, під час практичних занять.

## **1 ЛОПАТЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ**

Гідравлічними машинами називають машини, в яких при протіканні через них рідини відбувається або перетворення механічної енергії, що підводиться від зовнішнього джерела в механічну енергію рідини, або перетворення механічної енергії рідини в механічну енергію рухомого тіла, пов'язаного із зовнішнім споживачем.

### **1.1 Загальна класифікація**

*Гідравлічна машина, в якій механічна енергія рідини збільшується при протіканні через робочі органи завдяки енергії, що підводиться ззовні, називається насосом.*

Гідравлічна машина, в якій механічна енергія рідини зменшується за рахунок механічної енергії, що відводиться до зовнішнього споживача, називається гідравлічним, двигуном.

Таким чином, насос споживає енергію, що підводиться від зовнішнього джерела, збільшуючи тим самим запас механічної енергії рідини. У гідравлічному двигуні рідина віддає частину механічної енергії зовнішньому споживачеві.

У гідروпередачі, що складається з насоса і гідродвигуна, передача механічної енергії здійснюється за допомогою рідини. Тут в насосі, куди енергія поступає від зовнішнього джерела, відбувається збільшення механічної енергії рідини, яка потім, поступаючи в гідродвигун, віддає її зовнішньому споживачеві. Структурні схеми насоса, гідродвигуна і гідропередачі показані на рис. 1.1.

Завдяки тому, що передача енергії між робочим органом машини і рідиною відбувається з втратами частини енергії, то можна написати:

для насоса

$$E > E_{II} - E_I$$

і для гідродвигуна

$$E < E_I - E_{II}$$

Тут позначена через  $E$  енергія, що підводиться від зовнішнього джерела до насоса або відведена до споживача в гідродвигуні;  $E_I$  і  $E_{II}$  відповідно енергії, які має рідина в своєму розпорядженні на вході в гідромашину і на виході.

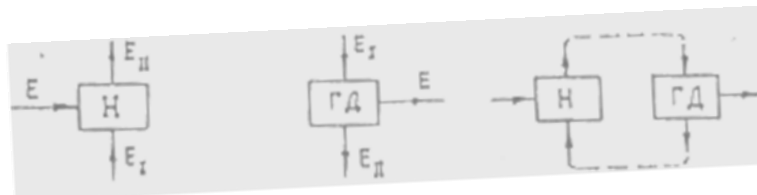


Рисунок 1.1– Структурні схеми ГМ

Відомо, що механічна енергія рідини має наступні три форми:

1) енергія положення;

2) енергія тиску рухомої рідини;

3) кінетична енергія.

*Механічну енергію рідини часто представляють у відносному вигляді: або по відношенню до одиниці ваги, або до одиниці об'єму, або до одиниці маси. Тоді відносну величину енергії називають питомою енергією.*

Повна питома механічна енергія рідини звана гідравлічною висотою або повним натиском, є енергією, віднесеною до одиниці ваги рідини і має розмірність [м].

Повна питома механічна енергія рідини

$$H = z + \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (1.1)$$

називається *гідравлічною висотою* або *повним напором*, є енергією, віднесеною до одиниці ваги рідини, і має розмірність [м].

Повна питома механічна енергія рідини

$$P = \rho \cdot g \cdot z + P + \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (1.2)$$

називається *повним тиском* і є енергією, віднесеною до одиниці об'єму рідини, і має розмірність [н/м<sup>2</sup>].

Повна питома механічна енергія рідини

$$E = g \cdot z + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (1.3)$$

є енергією, віднесеною до одиниці маси рідини, і має розмірність [м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>] або [Дж/кг].

У формулах (1.1) - (1.3) *z* — висотна координата точки; *p* — тиск і *v* — швидкість. У формулі (1.1) *z* — геометрична висота або геометричний напір;  $\frac{P}{\rho \cdot g}$  — п'єзометрична висота або п'єзометричний напір;  $\frac{V^2}{2 \cdot g}$  — швидкісна висота або швидкісний напір.

У формулі (1.2)  $\rho \cdot g \cdot z$  — ваговий тиск;  $p$  — гідромеханічний тиск - (або просто тиск);  $\rho \cdot \frac{V^2}{2}$  — динамічний тиск.

У формулі (1.3)  $gz$  — потенційна енергія;  $\frac{P}{\rho}$  — потенційна енергія об'ємної дії поверхневих сил;  $\frac{V^2}{2}$  — кінетична енергія.

Відмітимо, що перші два члени в формулах (1.1) - (1.3) визначають собою *питому потенційну енергію*.

Вирази (1.1) - (1.3) рівноцінні і використовуються в рівній мірі за різних умов. Формула (1) має певну наочність, що виражається в тому, що всі члени мають розмірність  $[м]$  *стовпа рідини*. Друге вираження має розмірність  $[н/м^2]$  *тиску* і зручніше для аналізу течій і розрахунків в системі *СИ*, а також є більш універсальним і застосовним для умов із змінною величиною прискорення сили тяжіння  $g$  (умови невагомості). Як видно, в цьому випадку (при  $g=0$ ) перший член в (1.2) перетворюється в нуль. При  $g \rightarrow 0$  повний напір  $H \rightarrow 0$  в (1.1).

При протіканні рідини через гідромашину відбувається зміна енергії рідини. При цьому може статися відносний перерозподіл величин кожного з членів у виразах (1.1) - (1.3). Одночасно відбувається втрата частини механічної енергії, що перетворюється на теплову енергію, що розсіюється в довкілля.

*Гідравлічні машини, в яких зміна енергії рідини відбувається в основному за рахунок зміни тиску  $p$  і в яких  $z$  змінюється трохи, а доля швидкісного напору вельми мала, називаються об'ємними гідравлічними машинами.*

У об'ємних гідромашинах використовується принцип витіснення рідини з робочого простору робочим органом (у насосі) або переміщення робочого органу під дією рідини, що заповнює робочий простір (у гідродвигуні). У цих машинах існує досить жорсткий зв'язок між

переміщенням робочого органу та об'ємом витисненої (або споживаною) рідини.

*Гідравлічні машини, в яких в процесі перетворення механічної енергії рідини в основному робочому органі відбувається зміна і кінетичній і потенційній енергії, а доля кінетичної енергії того ж порядку, що і потенційна, називаються динамічними гідравлічними машинами.*

*Динамічні гідравлічні машини вельми багатобразні. Серед них можна виділити досить широкий клас машин, в яких основний робочий орган, де здійснюється передача механічної енергії від рідини до робочого органу (або навпаки), має форму лопатевого колеса (рис. 1.2). Такі гідравлічні машини називатимемо лопатевими.'*

Саме вивчення теорії лопатевих гідравлічних машин, їх робочого процесу, особливостей перебігу рідини і розрахунку розглядається в цьому курсі.

Відмітимо, що тут не переслідується мета дати вичерпну теорію всіх лопатевих гідромашин. Будуть розглянуті в основному питання і завдання, що є загальними для всіх лопатевих гідромашин. Серед лопатевих гідромашин існує три види машин: 1) *гідравлічні турбіни*; 2) *лопатеві насоси*; 3) *гідродинамічні передачі*.

*Гідравлічна турбіна* — це гідравлічний двигун лопатевого типу.

*Лопатевий насос* — це насос лопатевого типу.

*Гідродинамічна передача* включає насос і гідродвигун лопатевих типів і канали, що з'єднують їх.

## **1.2 Робоче колесо — основний робочий орган лопатевої гідромашини**

В лопатевих гідромашинах робоче колесо є основним робочим органом. Саме у робочому колесі в результаті взаємодії рідини з обтічними поверхнями відбувається передача механічної енергії.

Розглянемо принципний устрій робочого колеса. На рис. 1.2 показаний простий тип робочого колеса. Оскільки принципний устрій робочого колеса насоса і турбіни однаковий, то на рис. 1.2 показані одночасно схема колеса насоса (справа) і схема колеса турбіни (зліва).

Диск 1 (інколи називають «внутрішній обід» або ступиця) сполучений з валом 4 машини. З диском 1 з'єднані лопаті 2 робочого колеса. Лопаті можуть бути виконані спільно з диском 1 або окремо, а потім з ним з'єднують. Лопаті робочого колеса, як правило, мають однакову форму і розташовані рівномірно по колу. Форма лопатей, їх відносні геометричні розміри залежать від типу машини (насос, турбіна) і від ряду специфічних умов.

Зовнішній обід (або покривний диск) 3 сполучений з лопатями робочого колеса (або виконаний спільно). В більшості випадків робоче колесо виконується як одне ціле або шляхом відливання, або шляхом зварки з окремих складових частин (внутрішній обід, лопаті, зовнішній обід). Слід зазначити, що існують робочі колеса, в яких відсутній зовнішній обід. При цьому лопаті мають консольне кріплення лише на внутрішньому диску.

У деяких системах гідромашин передбачається можливість синхронного повороту лопатей біля осей, фіксованих по відношенню до внутрішнього диска (корпусу) робочого колеса.

На меридіанній проекції робочого колеса зазвичай зображується так звана циліндрова проекція лопатей. Простір, обмежений внутрішнім і зовнішнім обіддями, а також поверхнями лопатей, називається проточною частиною робочого колеса. Під час роботи машини проточна частина повністю заповнена рідиною яка плавно і безвідривно обтікає тверді поверхні.

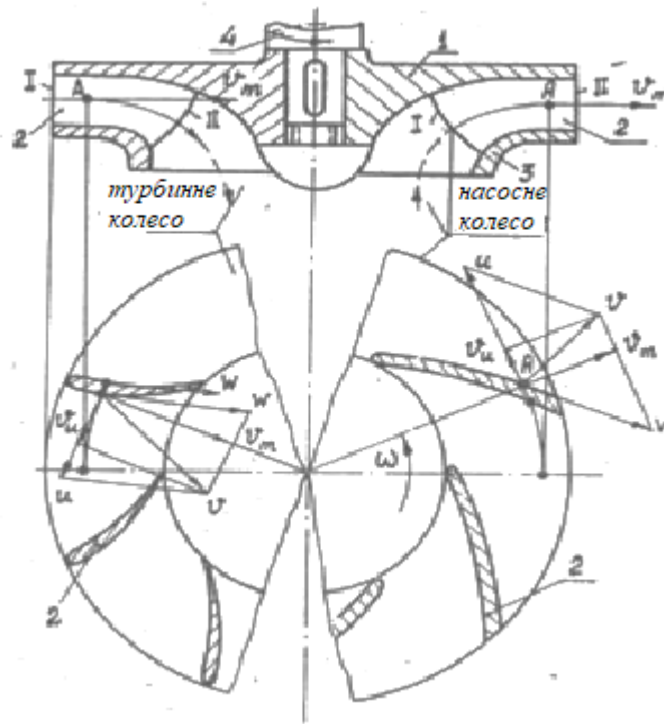


Рисунок 1.2 – Робоче колесо лопатевої гідромашини

Відмітимо, що існують гідравлічні машини, в яких мають місце в нормальних умовах явно виражені струминні течії коли не весь простір проточної частині заповнене рухомою рідиною. Це так звані *активні гідромашини*, в яких процесі зміни енергії рідини тиск зберігається незмінним і змінюється лише швидкісний напір.

У лопатевих гідромашинах за деяких умов роботи можуть мати місце випадки, коли рідина відривається від обтічних поверхонь, тобто мають місце відривні течії. Інколи відривні течії виникають і в нормальних експлуатаційних режимах, коли вони приносять який-небудь позитивний ефект і заздалегідь плануються. Відривні течії в гідромашинах виникають у зв'язку з явищами кавітацій або з відривом пограничного шару.

Надалі вважаємо течію в проточній частині безвідривною. Окремі випадки, коли відрив потоку від поверхні можливий або має місце, спеціально обговорюється і додатково досліджується.

До насосного колеса, змальованому на рис. 1.2 рідина підводиться в напрямі, співпадаючому з віссю обертання колеса. У робочому колесі, в меридіанній площині, відбувається поворот рідини від осьового напрямку

течії до радіального. *Лопатеві насоси, в робочих колесах яких рідина змінює напрям від близького до осьового до радіального, називаються відцентровими. У робочому колесі відцентрового насоса завжди рідина тече, віддаляючись від осі обертання.*

*У робочому колесі турбіни, показаному на рис. 1.2 (зліва), рідина тече від периферії до центру. Підведення рідини в меридіанній площині здійснюється в радіальному напрямі, а відведення від робочого — в осьовому. Гідротурбіни, в яких має місце така течія, називаються радіально-осьовим. Якщо класифікувати по напрямку течії рідини, то таку турбіну можна назвати доцентровою.*

Існують і відцентрові турбіни, в робочих колесах яких рідина переміщається від центру до периферії.

В даний час в енергетичних установках застосовуються турбіни радіально-осьового типу лише з доцентровим робочим колесом. Відцентрові робочі колеса зустрічаються в гідротрансформаторах. Насоси з доцентровим колесом не зустрічаються.

Відзначимо, що вище вказане напрям течії рідині для нормальних умов роботи машини. Проте за певних умов може відбуватися зміна напрямку течії рідини. При аналізі робочого процесу машин на ці випадки буде вказано особливо.

З викладеного видно, що робочі колеса радіально-осьової гідротурбіни (РО-турбіни) і відцентрового насоса мають практично однаковий устрій, відмінність у формі лопатей в окремих випадках може бути вельми мало. Звідси слідує природний вивід, що одне і те ж робоче колесо може використовуватися і як турбінне, і як насосне.

*Гідравлічні машини лопатєвого типу, які в нормальних експлуатаційних режимах можуть працювати в якості турбіни і насоса, називаються оборотними.*

Лопаті робочого колеса в загальному випадку мають складну просторову форму. При обтіканні рідиною лопатей на них виникає

гідродинамічна сила, що є наслідком проявлення різниці тиску на різних сторонах профілю лопаті. Наявність сили на лопатях безпосередньо витікає з формули Ньютона, оскільки рідина тече з прискоренням, не рівним нулю. Ясно, що складова цієї сили на окружний напрям створює момент відносно висі обертання.

У насосі момент гідродинамічних сил перешкоджає обертанню робочого колеса, в турбіні цей момент обертає робоче колесо.

Проточна частина робочого колеса, показана на рис 1.2, є по своїй конструкції далеко не єдиною. Форми і відносні розміри проточної частини робочих коліс турбін і насосів вельми багатобразні. Далі будуть показані і інші типові схеми.

### **1.3 Історичні аспекти обзору конструкцій лопатевих гідродвигунів**

Гідротурбіна — це гідравлічний двигун, призначений для перетворення енергії потоку, що підводиться до нього, в механічну енергію на його валу. За допомогою валу вона з'єднується з гідрогенератором і утворює з ним гідроагрегат. Таким чином, гідравлічна енергія спочатку перетвориться в гідротурбіні в механічну, а потім за допомогою гідрогенератора — в електричну енергію [2].

Гідравлічна енергія річок використовується людиною дуже давно. Ще в старовині застосовувалися так звані водяні колеса, які використовували або енергію падаючої води, або кінетичну енергію потоку. Такі водяні колеса застосовували для приводу жорен млинів, верстатів і інших механізмів. Проте вони були дуже громіздкими і мали низький коефіцієнт корисної дії. У XVIII—XIX вв. на зміну водяним колесам прийшли гідротурбіни різних конструкцій, які володіли майже всіма елементами проточної частини сучасних гідравлічних турбін. Гідротурбіни, як досконаліші двигуни, розвивали значно великі потужності при помірних розмірах і порівняно високому ККД.

**Водяні колеса.** Найпростіші гідравлічні машини - водяні колеса - почали застосовувати в Єгипті, Індії, Китаї понад 3000 років тому для піднімання води в зрошувальні канали і обертання жорен в млинах. Мистецтво будувати водяні млини і іригаційні канали з водопіднімаючими пристроями згодом проникло до Греції, Римської імперії, а потім і до інших країн Європи. В середні віки, в період феодалної роздробленості, водноенергетичне і іригаційне будівництво було в стані застою.

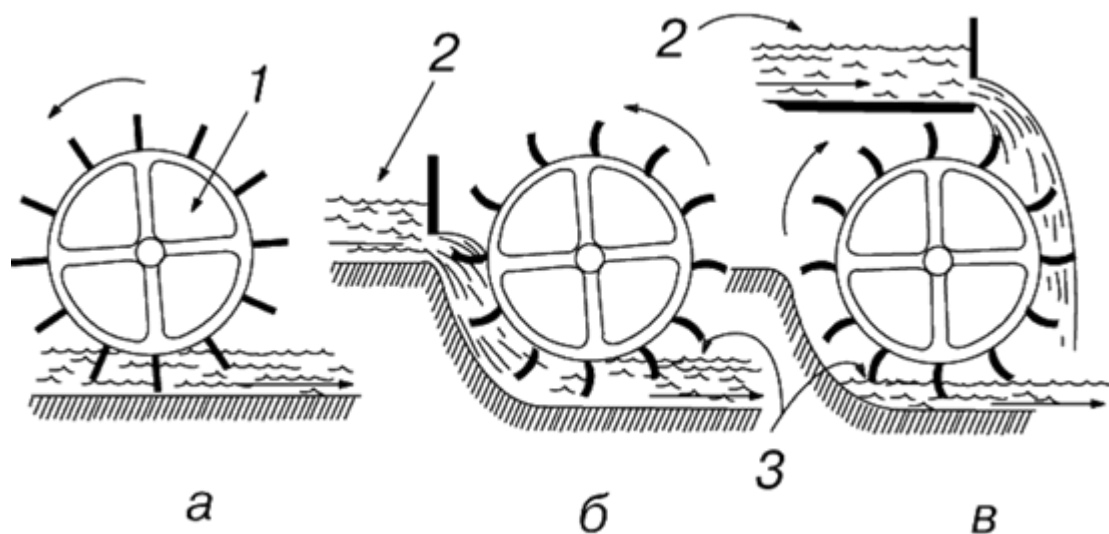


Рисунок 1.3 – Типи водяних робочих коліс.

а - нижненаливне; б - середненаливне; у - верхненаливне.

До XVIII ст. водяні колеса були переважно нижненаливніє (рис. 1.3, а) і працювали під дією кінетичної енергії потоку : струмінь води, яка витікала з-під щита, ударяла в лопаті колеса і заставляв його обертатися. Такі колеса, діаметр яких не перевищував 7 м, доцільно було застосовувати, якщо швидкість течії була не менша, ніж 1 м/сек і напір  $H = 0,35 \sim 1$  м. Лопаті водяних коліс можуть бути прямолінійними і криволінійними. У останньому випадку коефіцієнт корисної дії (ККД) більш високий.

Середненаливне колеса (рис. 1.3, б) обертає як кінетична енергія потоку, так і вага води. Зазвичай вважають, що такі колеса доцільно застосовувати при напорах до 5 м і витраті води від 0,1 до 3 м<sup>3</sup>/с, їх діаметр буває 2-9 м, а кількість обертів 2-12 в хвилину.

**Колесо Сегнера.** В XVIII ст успішно розвивалися науки, зокрема теоретичні дослідження в області гідромеханіки і гідротехніки. Прообразом сучасних гідротурбін став пристрій (рис. 1.4), що запропонував угорський вчений Сегнер в 1750 р. На основі цього винаходу Леонард Ейлер створив теорію лопатевих гідравлічних машин, випередивши техніку майже на 100 років. Він склав проект першої гідравлічної турбіни, висунув і обґрунтував ідею направляючого апарату турбіни.

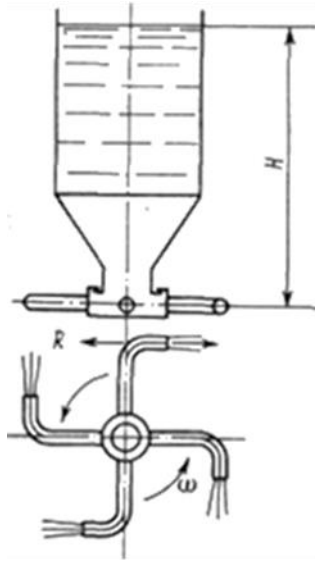


Рисунок 1.4 – Колесо Сегнера.

**Турбіна Фурнейрона і Сафонова.** Серед безлічі конструкцій, що застосовувалися, можна вказати на турбіни І. Е. Сафонова (1837 г) і Жонваля (Фурнейрона 1834) (рис. 1.5).

Так, наприклад, в турбіні Сафонова вода підводилася з турбінної камери 1 в направляючий- апарат 2, проходила через осьове робоче колесо 3, відсмоктуючої труби 4 і витікала в нижній б'єф. У робочому колесі такої турбіни одночасно використовувалися енергія тиску і кінетична енергія. ККД подібних гідротурбін досягав 50—60%.

**Турбіна Френсиса.** В 1847–1849 рр. Американський інженер Д. Би. Френсис. удосконалив конструкцію гідротурбіни запропонувавши рух рідини в робочому колесі від периферії до центру, що дозволило зменшити габаритні розміри турбіни і отримати вищий ККД (рис. 1.6).

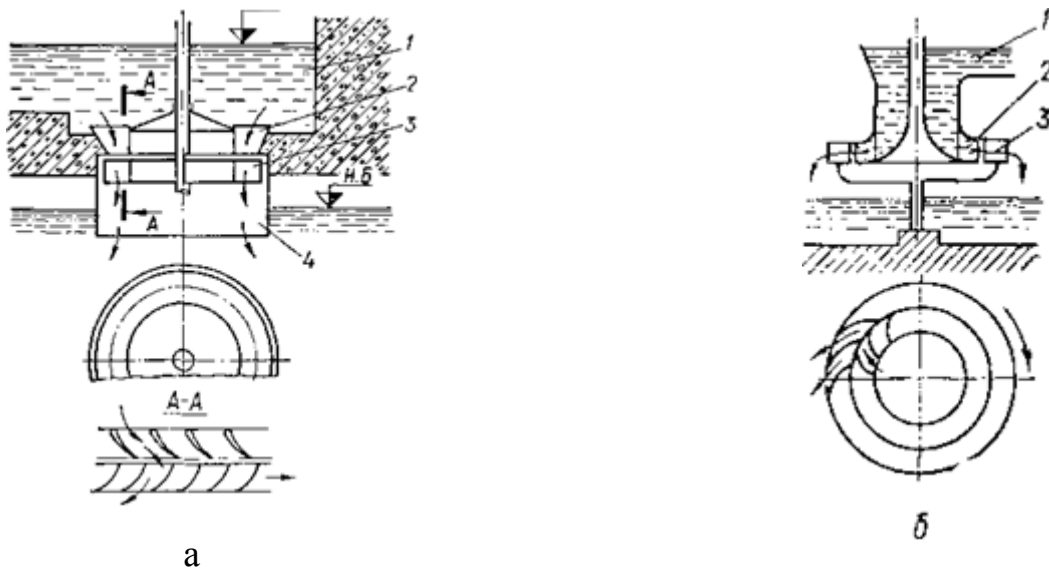


Рисунок 1.5 – Перші гідравлічні турбіни: а — турбіна Сафонова; б — турбіна Жонваля (Фурнейрона); 1 — турбінна камера; 2 — направляючий апарат; 3 — робоче колесо; 4 — відсмоктуюча труба.

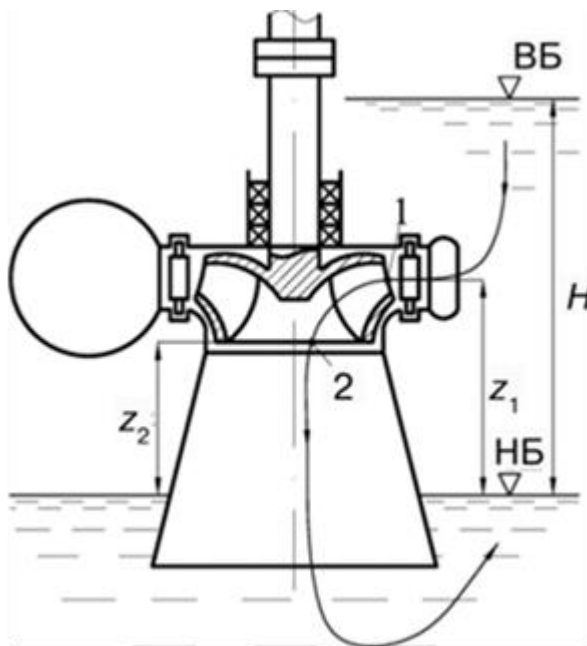


Рисунок. 1.6. Турбіна Френсіса

**Турбіна Пельтона.** В 1880 американський інженер Л. А. Пельтон запропонував для великих натисків і малих витратах водотока (гірські річки) ковшову гідротурбіну (турбіна Пельтона) ККД якою досить високий і досягає 90-92% (рис. 1.7).

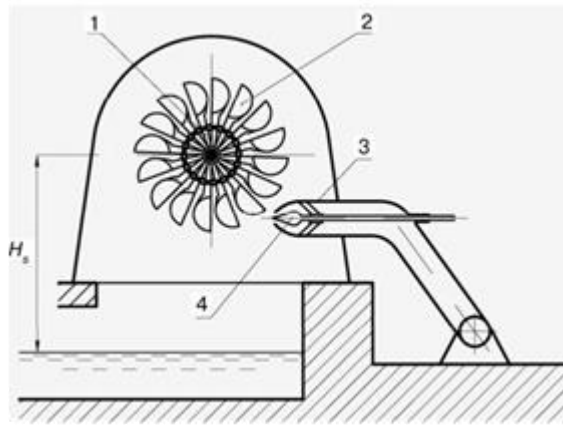


Рисунок 1.7– Турбіна Пельтона

**Турбіна Банки.** Турбіна поперечного потоку, турбіна Банки-Мітчелла або турбіна Оссбергера - гідротурбіна, розроблена австралійцем Ентоні Мітчеллом, угорським інженером Донатом Банки і німцем Фріцем Оссбергером. Мітчелл отримав патент на його турбіну в 1903 році, і компанія-виробник Уеймут випускала його протягом багатьох років. На відміну від більшості гідротурбін, в яких потік води має осьовий або радіальний напрям, в турбіні поперечного потоку вода проходить через лопатки турбіни двічі, спочатку у напрямі осі, а потім від неї. Тому даного типу турбіни інколи називають двократною турбіною і її ККД може досягати до 92% (рис. 1.8).

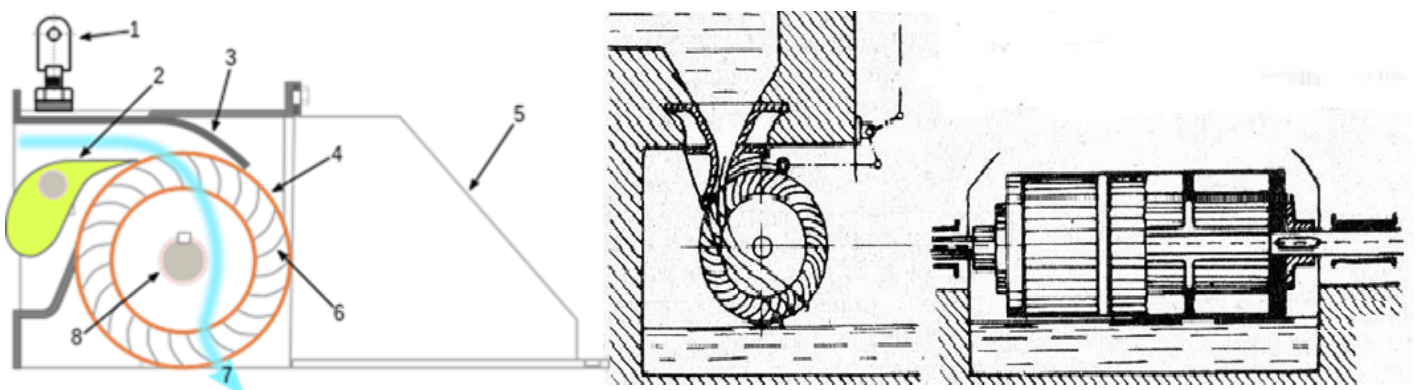


Рисунок. 1.8– Схема турбіни поперечного потоку 1 - випускний для повітря клапан; 2 - вузол контролю подачі потоку води; 3 - корпус турбіни (позначено товстою сірою лінією); 4 – ротор; 5 - змінна задня кришка корпусу; 6 – лопаті; 7 - потік води; 8 – вал.

**Турбіна Каплана.** В 1912 проф. В. Каплан з Брно винайшов гідротурбіну для малих напорів – осьову гідротурбіну, яка спочатку була пропелерна, а потім вона була вдосконалена в поворотно-лопатеву (рис. 1.9).

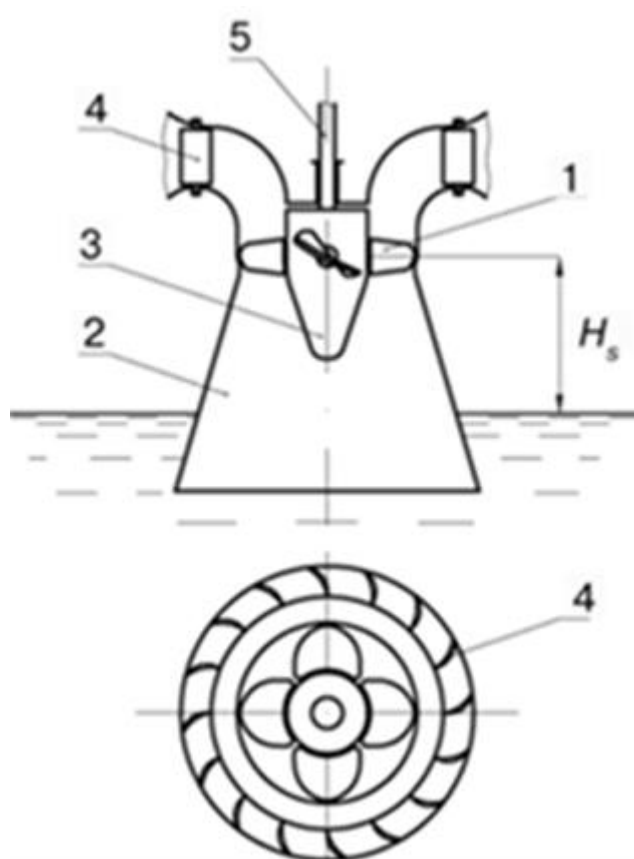


Рисунок 1.9 – Турбіна Каплана

**Діагональна гідротурбіна (турбіна Деріаза, рис.1.10).** В ХХ столітті після розробок В. Каплана роботи по удосконаленню гідротурбін продовжувалися. Англійцем Деріазом і проф. В. С. Квятковським був запропонований новий тип турбіни – діагональної.

В.В. Семеновим була запропонована конструкція контрроторного агрегату з осьової гідротурбіни (рис. 1.11). Розвиток приливних ГЕС сприяв появі нових конструкцій горизонтальних осьових гідротурбін – капсульної. З оптимізації роботи енергосистем нестримно розвиваються оборотні гідромашини для гідроакумулюючих електростанцій, що дозволяють скорегувати графіки навантажень споживачів (рис. 1.12).

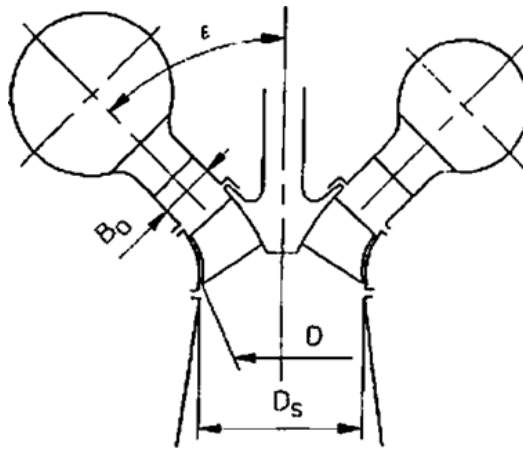


Рисунок 1.10 – Турбіна Деріаза

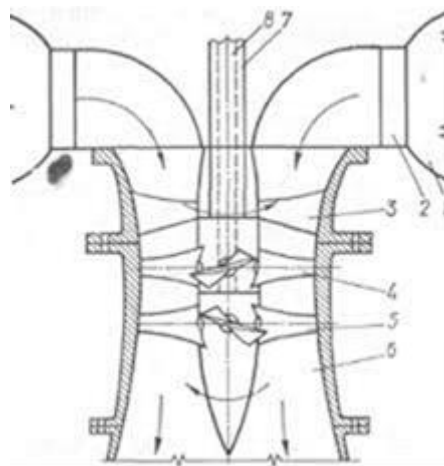
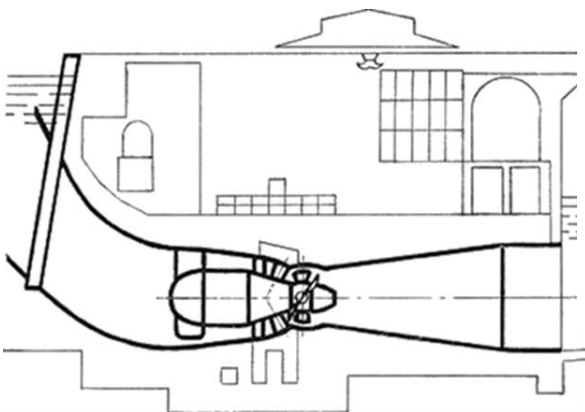
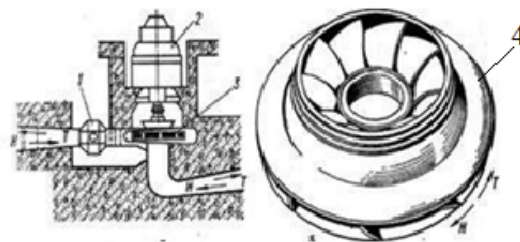


Рисунок. 1.11– Схема контрроторної гідротурбіни

### СХЕМА КАПСУЛЬНОЇ ГІДРОТУРБИНИ



### Схема оборотної ГМ



1- затвор; 2- оборотний генератор-двигун;  
3- оборотна ГМ; 4- робоче колесо

Рисунок 1.12– Схеми капсульної гідротурбіни та оборотної гідромашини

Сфери застосування гідротурбін по напору, витраті та потужності наведені на (рис. 1.13, 1.14)



Рисунок. 1.13. Застосування типів гідротурбін по напору

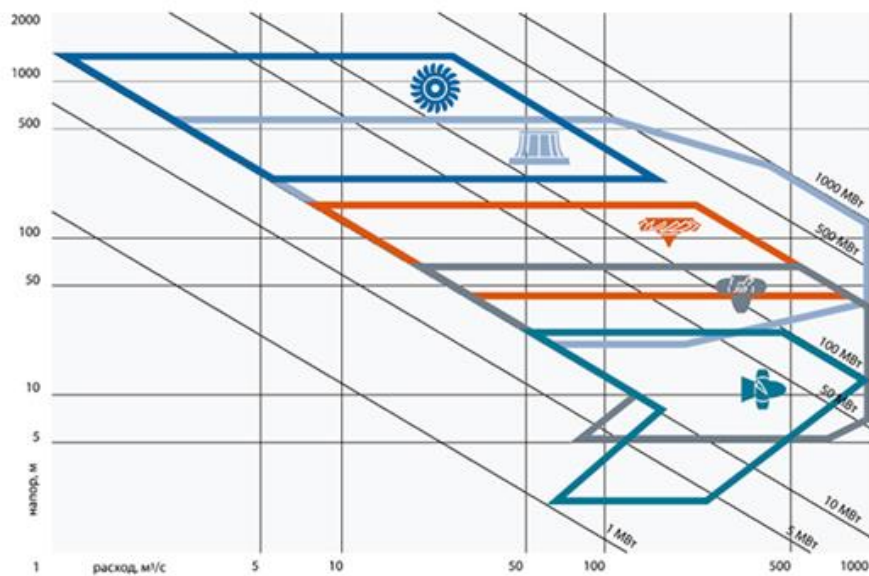


Рисунок 1.14 – Застосування гідротурбін по напору, витраті та потужності  
 Конструкції робочих коліс в залежності від коефіцієнта швидкохідності  
 наведені на (рис. 1.15).

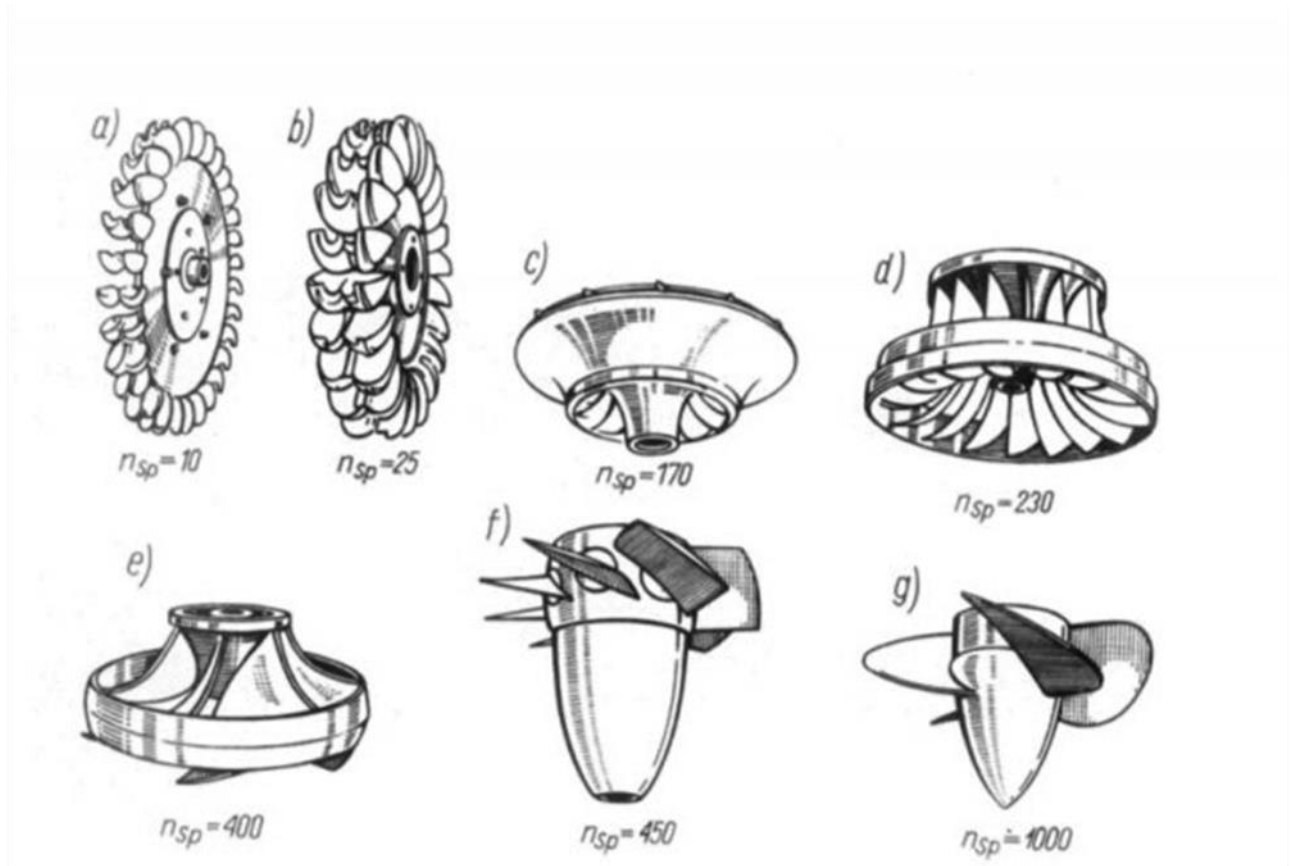


Рисунок 1.15— Типи робочих коліс. *a, б*) — ковшові; *з, d, e*) — радіально-осьові; *ф, г*) — поворотно-лопатеві.

Великий внесок у розвиток гідравлічних турбін зробили дійсні члени Петербурзької Академії наук Леонард Ейлер (1707—1783) і Данило Бернуллі (1700—1783). У 1751—1754 рр. Л. Ейлер висунув і обґрунтував ідею застосування направляючого апарату і розробив проект гідротурбіни з направляючим апаратом. В цей же час він розробив теорію гідротурбін і вивів основне рівняння, що описує їх робочий процес. У XIX—XX с. теорія і практика гідротурбобудування отримали великий розвиток. Завдяки зусиллям вчених, інженерів і техніків АТ «Турбоатом», ПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України, ПрАТ «УкрГідропроект», кафедри «Гідравлічні машини» ім. Г.Ф. Проскури НТУ «ХП» гідротурбобудування, в даний час, займає передове місце в світі як по параметрах гідротурбін, так і по їх характеристиках. Роботами акад. С. А. Чаплигіна, акад. Г.Ф. Проскури, проф. Н. Е. Жуковського, проф. Квятковського

В.С. Вознесенського І.Н., Лесохіна А.Ф. в області гідроаеродинаміки був закладений фундамент сучасної теорії гідротурбін.

#### **1.4 Перетворення енергії потоку рідини в робочих органах гідродвигунів**

*Всі гідравлічні двигуни залежно від характеру основних сил, що діють на робочий елемент двигуна, або, інакше кажучи, залежно від характеру зміни енергії рідини в цьому робочому елементі діляться на три класи.*

1. Гідравлічний двигун, в роботі якого бере участь вага рідини, називається «Водяним колесом». У робочому органі — водяному колесі — відбувається зменшення енергії положення рідини. У наливному колесі (рис. 1.16) сила тяжіння є основною силою, яка, діючи на лопатки колеса, здійснює роботу по подоланню сил опору на його валу.

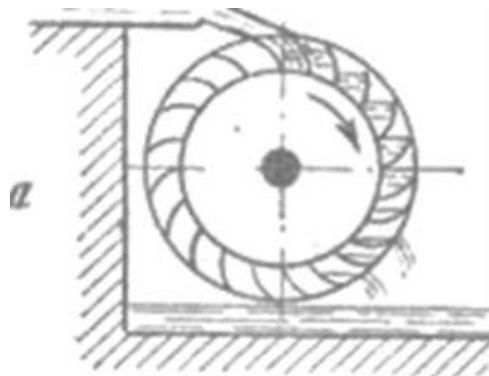


Рисунок 1.16 – Наливне водяне колесо

*У середньоналивном колесі (рис.1.17), окрім сили тяжіння, використовується також сила удару струменів об лопатки, що виникає внаслідок зміни кількості руху потоку рідини. Середньоналивне колесо також можна вважати водяним колесом, оскільки основною працюючою силою є сила тяжіння рідини.*

*Підливне водяне колесо (рис. 1.18) на відміну від наливного і середньоналивного вже не можна вважати власне водяним колесом, тому що воно працює лише за рахунок удару струменя об лопатки, а сила тяжіння в роботі не грає жодної ролі*

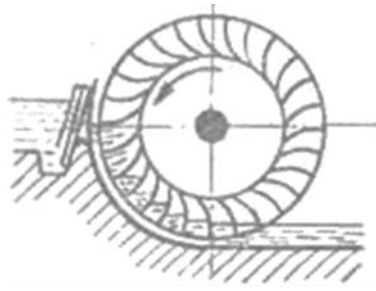


Рисунок 1.17– Середньоналивне водяне колесо

*Підливне колесо було першим гідравлічним двигуном, винайденою людиною. Саме його встановлювали на човнах для використання сили течії річки. Підливне колесо було першою турбіною. Ця турбіна була дуже недосконалою з вельми низьким ККД, що і послужило причиною витіснення її ефективнішими наливним і середньоналивним колесами.*

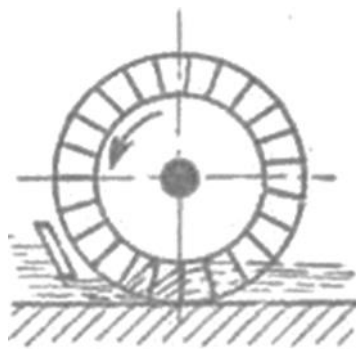


Рисунок 1.18 – Підливне водяне колесо

*Водяні колеса громіздкі, мають мале число обертів, їх незручно регулювати при зміні кількості води. Тому вони і теперішнього часу промислового значення не мають.*

*2. Гідравлічні двигуни, в яких робота здійснюється в основному силою тиску рідини. До них відносяться гідродвигуни в яких вихідна ланка здійснює:*

*обертвий рух – гідромотори;*

*поворотний рух - поворотні гідродвигуни;*

*прямолінійний рух - гідравлічні циліндри.*

У цих двигунах сила тяжіння і сила удару струменя в роботі не беруть участь. Робота здійснюється за рахунок зміни енергії тиску рідини (рис. 1.19-1.25).

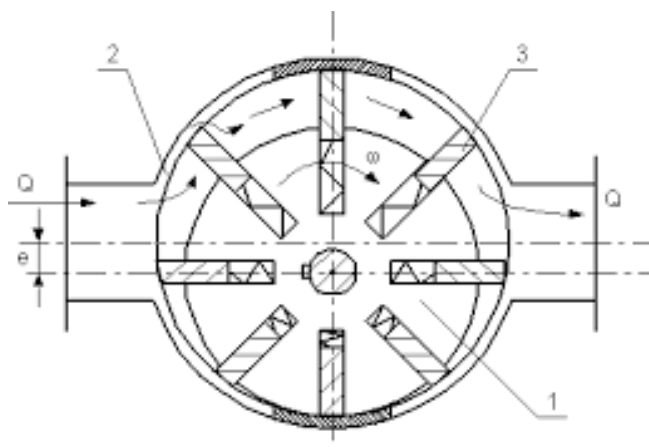


Рисунок 17

Рисунок 1.19– Пластинчатий гідромотор  
1- ротор; 2 - корпус; 3 – пластина (шибер).

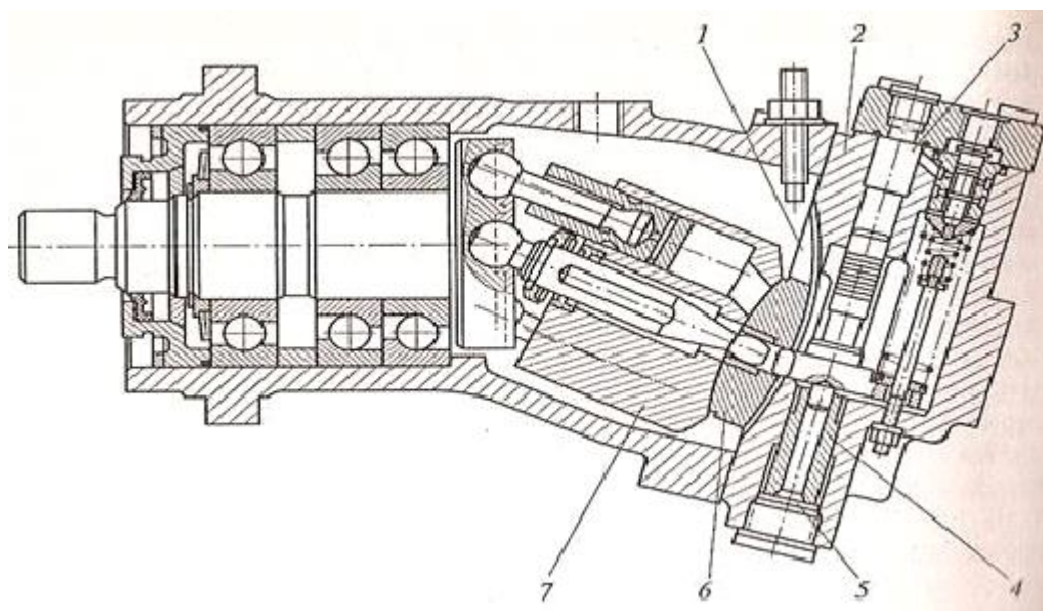


Рисунок 1.20– Регульований аксіально-поршневий гідромотор з нахленим блоком циліндрів.  
1- циліндричний паз; 2 - кришка корпусу; 3 - порожнина; 4 - поршень;  
5- гідроциліндр; 6- розподільник; 7- блок циліндрів.

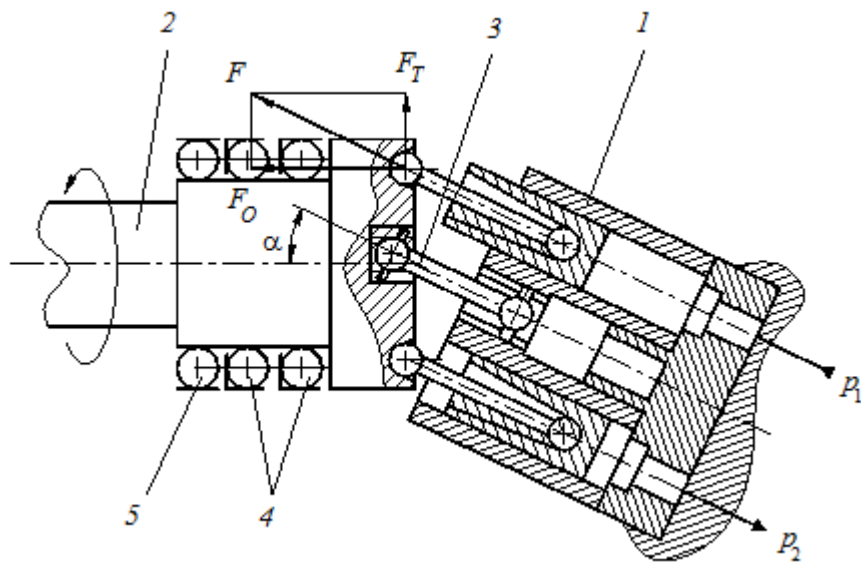
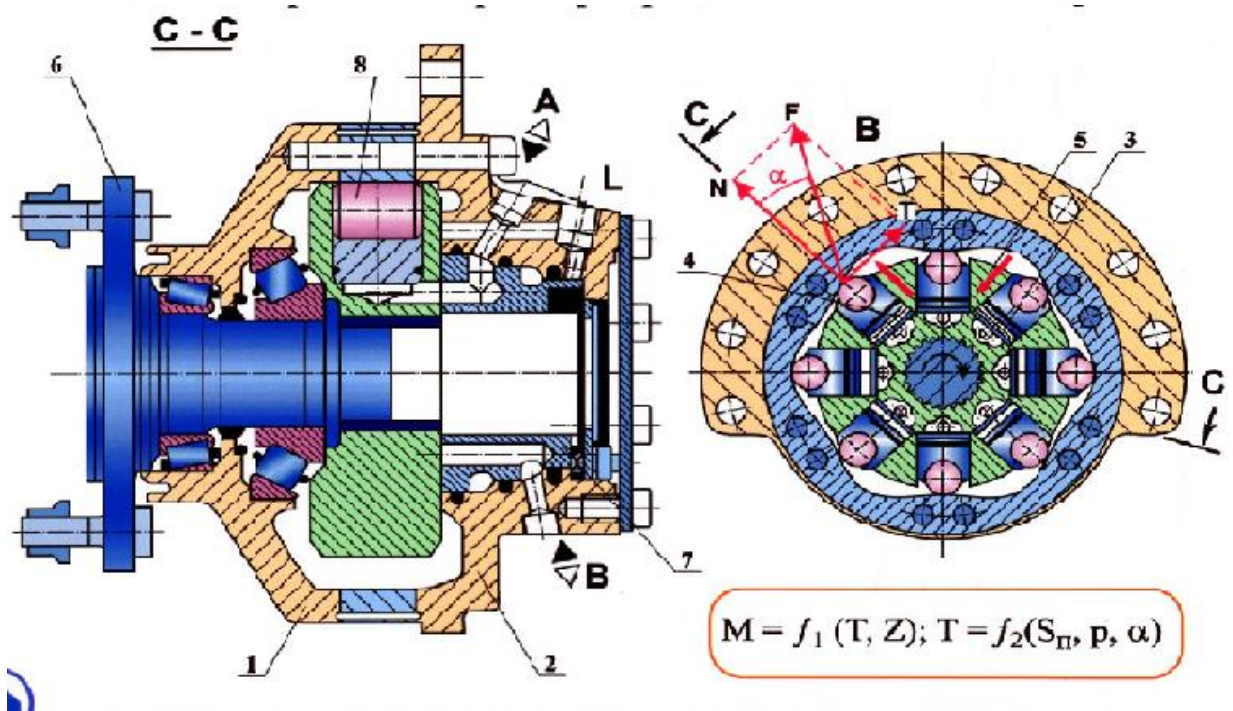


Рисунок 1.21– Схема сил , що діє в аксіально-поршневому гідромоторі з наклоним блоком.



$$M = f_1(T, Z); T = f_2(S_{\text{п}}, p, \alpha)$$

Рисунок 1.22– Радіально-поршневий гідромотор з обертовим блоком циліндрів.

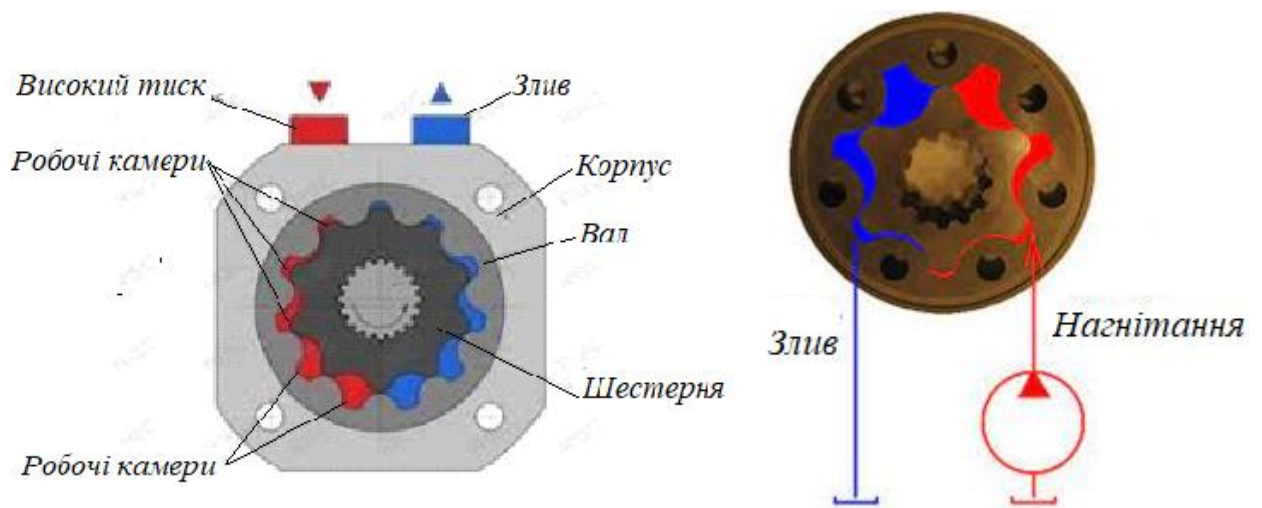


Рисунок 1.23– Героторний гідромотор

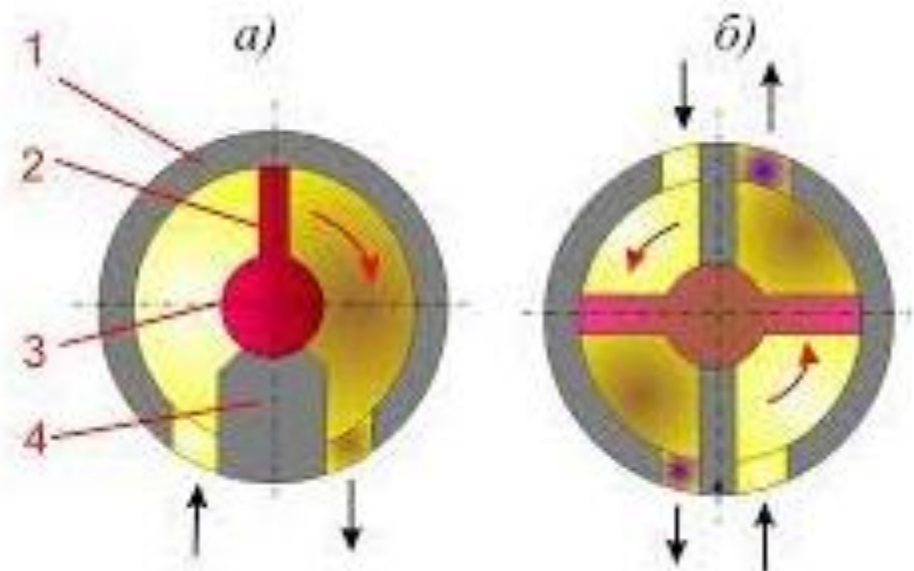


Рисунок 1.24– Поворотні гідродвигуни (шиберні гідродвигуни)  
 а) одношиберний; б) двошиберний; 1 – корпус; 2 – пластина (шибер); 3 – поворотний ротор; 4 – перемичка.

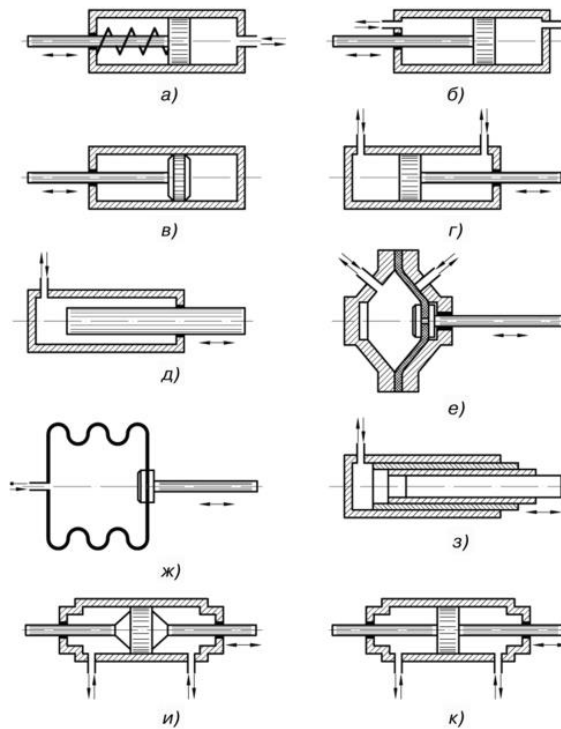


Рисунок 1.25– Гідродвигуни з прямолінійним рухом вихідної ланки

Гідравлічні циліндри застосовуються, наприклад, у вигляді гідродомкратів в деяких бурових установках для піднімання вежі, в гідроприводах глибинонасосних установок і ін. Гідромотори використовуються в гідравлічних системах управління різними механізмами.

3. Гідравлічні двигуни, в яких для роботи обов'язково використовується сила, що виникає в результаті зміни кількості руху рідини, називаються гідротурбіною. Сила тяготіння рідини не грає ролі, а робота здійснюється за рахунок зміни кінетичній енергії і енергії тиску рідини.

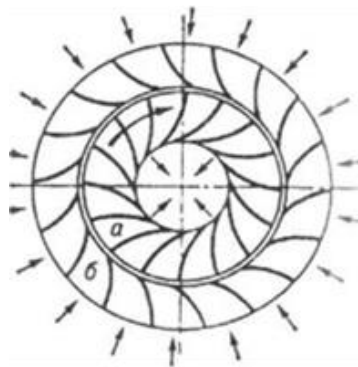


Рисунок 1.26– Схема руху рідини в лопатевій гідротурбіні: *a* – робоче колесо; *б* –напрямний апарат

Схеми руху рідини в робочих колесах різних типів лопатевих гідротурбін наведені на (рис. 1.27-1.30) [3]

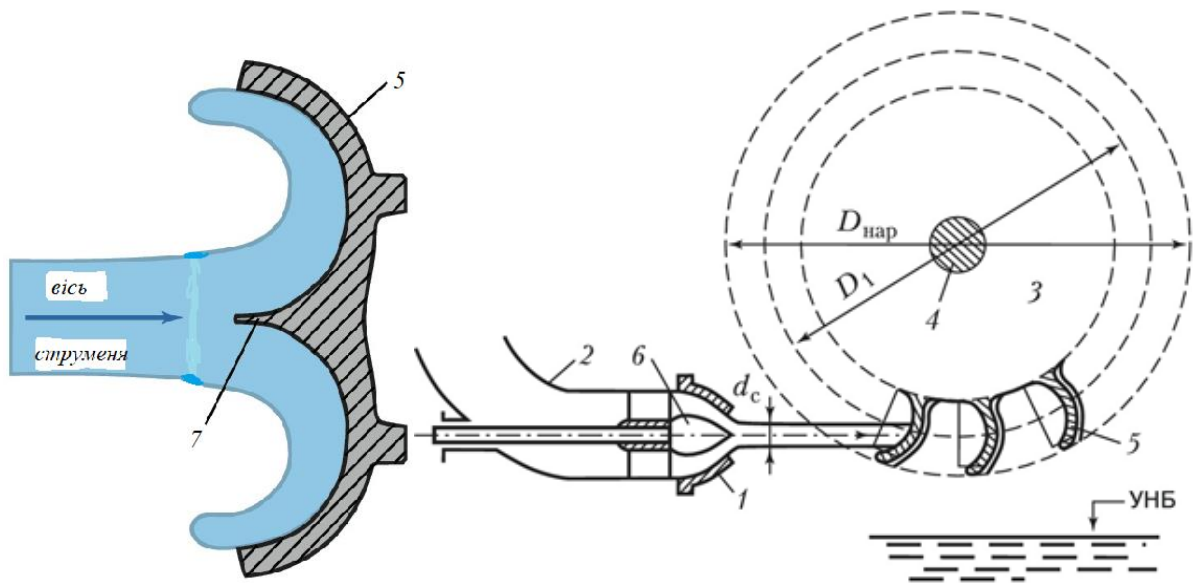


Рисунок 1.27– Схема руху рідини в активній гідротурбіні  
 1 – сопло; 2 – підвідний трубопровід; 3 – колесо ковшове;  
 4 – вал; 5 – ківш; 6 – ігла; 7 – розподільче ребро

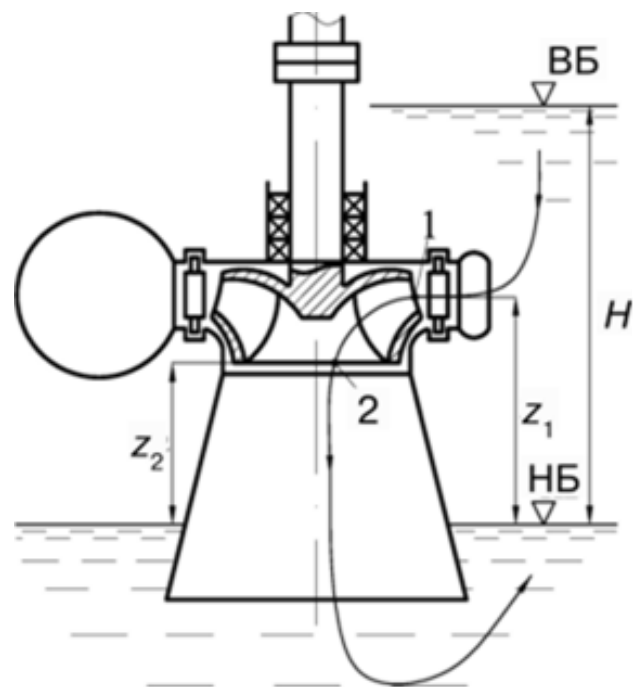
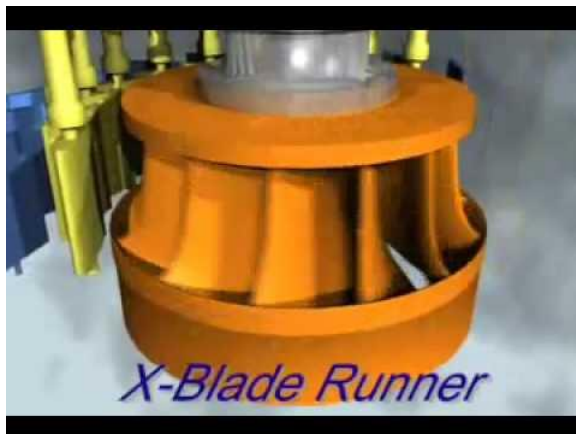


Рисунок 1.28– Схема руху рідини в радіально-осьовій гідротурбіні



## 1.5 Взаємодія потоку рідини в криволінійних каналах робочих коліс лопатевих гідродвигунів

*Турбобур є гідравлічним двигуном, що перетворює енергію потоку краплинної рідини (води, глинистого розчину) в роботу на валу (рис. 1.31).*

Існує багато різновидів цих машин, які пройшли тривалу дорогу історичного розвитку від примітивних водо-силових установок у вигляді плавучих водяних коліс, що встановлюються між човнами, до сучасних гігантських турбін потужністю в десятки тисяч кВт, що живлять енергією цілі регіони і навіть держави [4].

*Як ми визначили вище, що всі гідравлічні двигуни залежно від характеру основних сил, що діють на робочий елемент двигуна, або, інакше кажучи, залежно від характеру зміни енергії рідини в цьому робочому елементі діляться на три класи.*

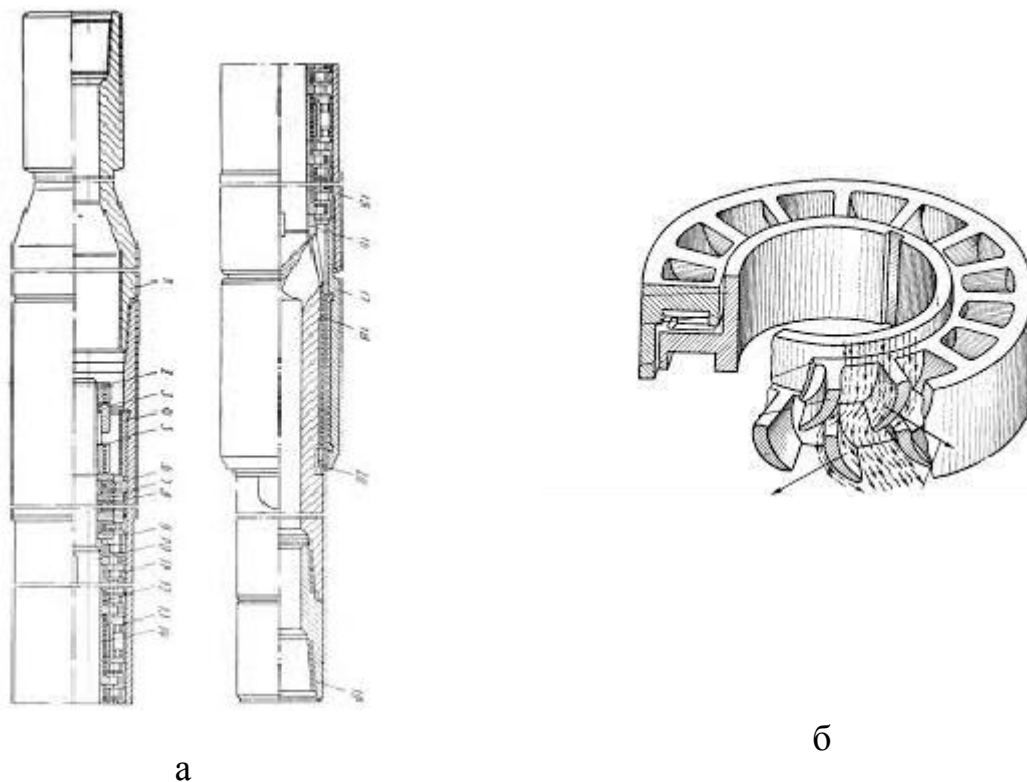


Рисунок 1.31– Односекційний турбобур

а – турбобур типу Т12; б – ступінь турбобуру.

*Розглянемо більш детально клас гідродвигунів де перетворення енергії відбувається за рахунок зміни як тиску, так і швидкості в робочому колесі.*

Гідравлічні двигуни, в яких для роботи обов'язково використовується сила, що виникає в результаті зміни кількості руху рідини, називаються гідротурбінами. Сила тягіння рідини не грає ролі, а робота здійснюється за рахунок зміни кінетичній енергії і енергії тиску рідини.

Щоб уявити собі процес передачі енергії рідини робочому елементу турбіни, звернемося до загальних положень теоретичної механіки. Розглянемо потік рідини в будь-якому криволінійному каналі (рис. 31, а), в якому сталася зміна швидкості по напрямку, величині або все разом. Цей канал є елементом робочого органу турбіни.

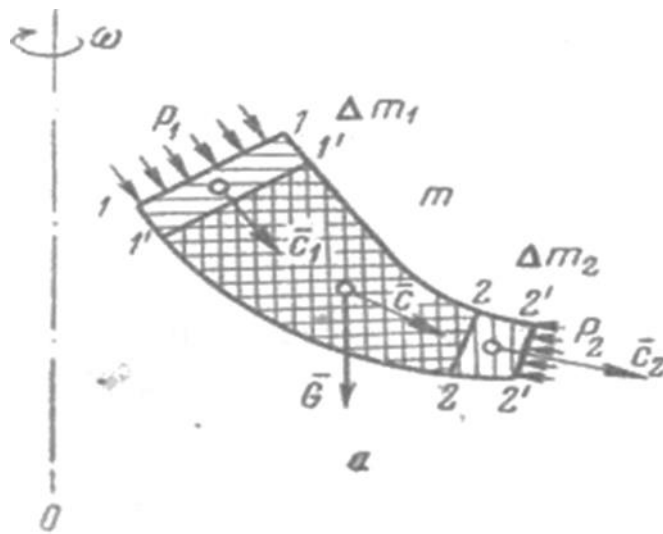


Рисунок. 1.31,а– Сили, що діють в криволінійному каналі турбіни.

Хай в деяких контрольних перетинах  $1-1$  і  $2-2$  площею  $F_1$  і  $F_2$  швидкості рідини рівні відповідно  $C_1$  і  $C_2$ . Між цими перетинами поміщений певний об'єм рідини, заштрихований горизонтально. Через період часу  $\Delta t$  цей об'єм переміститься в положення  $1'-1'$  і  $2'-2'$  (штрихування вертикальне). Напишемо кількість руху рідини в першому і другому положеннях. Початкова кількість руху в першому положенні рівна

$$\Delta m_1 \bar{c}_1 + m c$$

де  $\Delta m_1$  і  $m$  — маси рідини в об'ємах, як вказано на рис. 1.31

Кінцева кількість руху

$$mc + \Delta m_2 \bar{c}_2$$

Зміна кількості руху за законом Ньютона дорівнює імпульсу сили, що діє на рухоме тіло, тобто на рідину в даному об'ємі:

$$\Delta m_2 \bar{c}_2 - \Delta m_1 \bar{c}_1 = \bar{T} \Delta t$$

Але з умови суцільності потоку

$$\Delta m_1 = \Delta m_2 = \rho Q \Delta t$$

де  $Q$  — об'ємна витрата рідини, що рухається в каналі. Тому

$$\rho Q \cdot (\bar{c}_2 - \bar{c}_1) = T$$

Сила  $T$  є рівнодієюною всіх зовнішніх сил, що діють на даний об'єм рідини.

Зворотна сила

$$\rho Q (\bar{c}_1 - \bar{c}_2)$$

є сила, з якою потік діє на свою поверхню унаслідок інерції. Вона врівноважується силами, що діють на потік:

- поверхневими, головний вектор яких рівний  $Rn$
- і об'ємними

До поверхневих сил відносяться сили тиску в перетинах  $1-1$  і  $2-2$ , рівні і  $P_1 F_1$  і  $P_2 F_2$ , а також реакція стінок каналу  $Rc$ .

До об'ємних сил відноситься сила тяжіння рідини  $G$ .

Згідно з векторним рівнянням

$$\rho Q (\bar{c}_1 - \bar{c}_2) + \bar{R}_n + \bar{G} = 0$$

можна побудувати багатокутник сил, замкнутий згідно з принципом Даламбера (рис. 1.32).

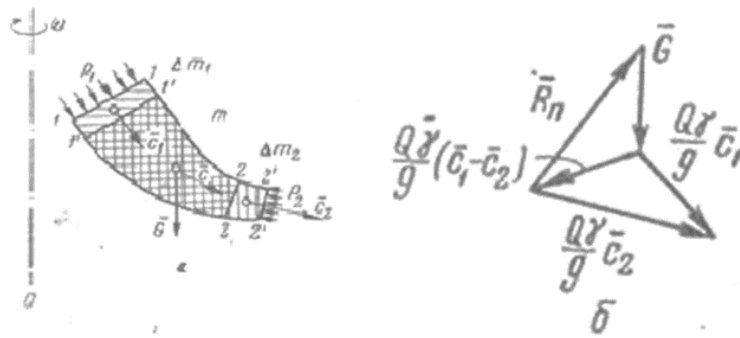


Рисунок. 1.32. Багатокутник сил в криволінійному каналі турбіни

Для визначення вектору  $R_{ж}$  сил, що діють з боку рідини на стінки каналу, тобто вектору, рівного вектору  $R_c$ , але направлено протилежно, можемо записати (рис. 1.33)



Рисунок. 1.33 - Багатокутник сил в криволінійному каналі турбіни

$$R_{ж} = \rho Q(\bar{c}_1 - \bar{c}_2) + (\bar{G} + \bar{P}_1 F_1 + \bar{P}_2 F_2) = 0$$

Першу складову сумарної дії рідини на стінки каналу назвемо «силою динамічної дії струменя», другу — «статичної складової сили дії».

Ми розглянули доки лише умови виникнення сили дії рідини. Щоб ця сила могла виробляти роботу, необхідно дозволити стінкам каналу рухатися так, щоб долати різні опори. При цьому забезпечується безперервне живлення каналу рідиною

У турбіні розглянутий канал об'єднаний з іншими йому тотожними в загальному елементі — робочому колесі, що має вісь обертання  $O—O$  (рис. 1.33, а).

При обертанні довкола цієї осі сили  $P_1F_1$ ,  $P_2F_2$  і  $G$  в роботі не беруть участь, бо рівнодійні для всіх каналів робочого колеса збігаються з віссю їх обертання.

Отже, зі всіх складових сили  $R_{ж}$  дії рідини, що працює є лише сила динамічної дії струменя

$$\rho Q(\bar{c}_1 - \bar{c}_2)$$

За законом збереження енергії робота може вироблятися лише за рахунок якогось джерела енергії. Таким джерелом в межах робочого органу турбіни є сама рухома рідина. Отже, повний запас енергії рідини в перетині 2—2 має бути зменшений в порівнянні з таким для перетину 1—1:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + H_i + h_{z.v.}$$

де  $C$  — абсолютні швидкості рідини на вході і виході з робочого колеса;

$H_i$  — питома енергія, що передана 1 кг рідини стінкам каналу робочого колеса для здійснення ним роботи;

$h_p$  — питома енергія, розсіяна у вигляді гідравлічних втрат.

*Щоб збільшити силу динамічної дії, необхідно збільшити геометричний перепад швидкостей в робочому колесі турбіни. Для цього в турбіні потрібно мати пристрій, який підготовлює потік перед робочим органом так, щоб цей перепад збільшився.*

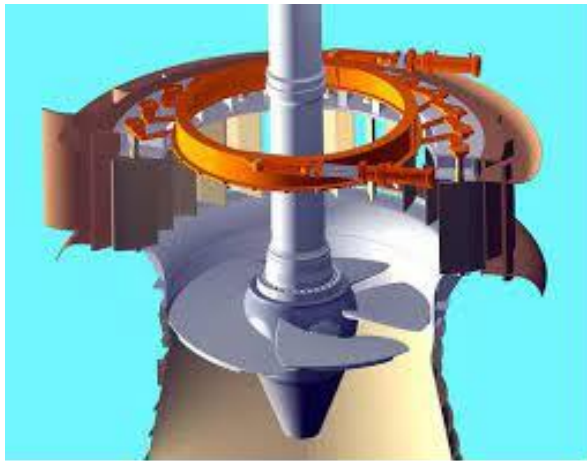
Таким чином, ми прийшли до наступного висновку:

**обов'язковою частиною турбіни є робочий орган, в якому відбувається процес передачі енергії рідини турбіні і перетворення цієї**

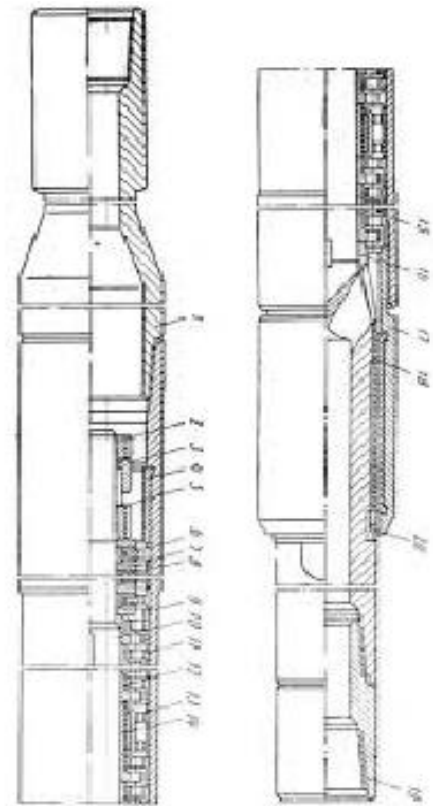
*енергії в механічну роботу обертання валу турбіни; ця частина турбіни називається робочим колесом або ротором;*

*другою важливою частиною принципово не обов'язковою, але практично абсолютно необхідним є направляючий апарат, або статор, в якому відбувається перетворення енергії рідини з метою збільшення геометричного перепаду швидкостей в роторі.*

Не дивлячись на різноманітність типів турбін, ці дві частини турбіни є загальними для всіх конструкцій (рис. 1.34).



**а**



**б**

Рисунок 1.34– Гідравлічні двигуни: *а* – гідротурбіна Каплана; *б* – турбобур.

## 1.6 Особливості турбобура як лопатевого гідравлічного двигуна.

*Турбіни, які застосовуються в турбобурах, мають наступний ряд характерних особливостей [5].*

1. Розглянуті вище наземні турбіни працюють при постійному числі зворотів, оскільки вони найчастіше обслуговують електрогенераторні установки, що виробляють струм стандартної частоти. При кількості води, що змінюється, в потоці для збереження числа зворотів наземні турбіни регулюються, наприклад, лопатками НА.

У турбобурі турбіна не працює при постійному числі оборотів, бо навантаження на валу постійно міняється залежно від опору, що зустрічається долотом на забої і залежного від навантаження на забій.

2. Наземні гідравлічні турбіни одноступінчасті турбіни, а турбобура — багатоступенева.

Це пояснюється наступними обставинами: При порівняно невеликих витратах рідини, якими може розташовувати турбобур, велику потужність можна отримати лише при високому енергетичному навантаженні рідини, що працює в турбіні, заставляючи кожен кілограм рідини виконувати найбільшу роботу.

***Це можна досягти:***

***по-перше, шляхом збільшення силової дії кожного кілограма рідини на лопатки, збільшення моменту цієї сили;***

***по-друге, шляхом збільшення швидкості обертання лопаток довкола осі турбіни, оскільки потужність є добуток сили на швидкість (момент на кутову швидкість).***

Розглянемо обидва способи збільшення питомої роботи рідини детальніше. Ми вже бачили, що працююча сила дії рідини на лопатки рівна для 1 кг рідини

$$T_{num} = \frac{1}{g} (\bar{c}_1 - \bar{c}_2)$$

Цей вираз показує, що Туд можна збільшити у свою чергу трьома способами:

а) шляхом пропорційного збільшення швидкостей рідини, що можна здійснити зменшенням перетину каналів статора і ротора

При цьому стінки каналів виявляються схильними до абразивної дії швидко рухомої рідини, неминучому при недосконалому очищенні робочої рідини від часток породи.

Перші одноступінчаті турбобури при швидкостях рідини 60—70 м/с виходили з буд після декількох годин роботи. Досвідом встановлено, що допустима швидкість рідини відносно стінок статора і ротора рівна 10—12 м/с.

б) Шляхом збільшення геометричної різниці швидкостей.

Найбільша різниця швидкостей виходить в ковшовій турбіні, але її в турбобурі використовувати не можна. В інших типів турбін ця різниця менша. Ми побачимо далі, які тут є можливості в турбін турбобура, але заздалегідь скажемо, що можливості цієї дороги в одноступінчастій турбіні виявилися вичерпаними, а потужність збільшилася дуже мало.

в) Силу дію рідини можливо збільшувати також за рахунок збільшення плеча сил, що діють, тобто діаметру ротора по лопатках.

Досягнуте таким чином збільшення моменту сили реакції рідини було б корисним при бурінні, коли потрібний великий момент для подолання опору на долоті. Проте в свердловинах ми маємо в своєму розпорядженні в звичайних умовах діаметром, рівним 2 дм і навіть меншим.

*Залишається друга дорога — збільшення швидкості обертання турбіни. Але і тут встає непереборне доки перешкода. Збільшення кутової швидкості має своєю межею умову оптимального використання долота. Число оборотів шарошечних доліт в турбобурінні знаходиться в межах 500—700 об/хв, а інколи буває і меншим. Якщо навіть і були якісь можливості в цьому напрямі, то з переходом на шарошечні долота вони були вичерпані.*

Нові можливості з'являться лише в тому випадку, якщо для доліт буде потрібно великі швидкості обертання.

*Підсумовуючи, ми можемо констатувати, що в одноступінчастій турбіні абсолютно неможливо отримати необхідну на заборі потужність порядку 150—250 к. с.*

***Тому запропонований вихід П. П. Шуміловим з цього положення — перехід на багатоступінчасту гідравлічну турбіну — був знаменним стрибком в історії розвитку турбобурів, що вирішив принципові труднощі.***

У багатоступінчастій турбіні на один загальний вал насаджуються однакові ротори в будь-якій кількості, потрібним за розрахунком. При цьому кожен рівень має невелику потужність порядку 1,5—2,5 к. с. У кожному рівні 1 кг рідини віддає натиск 4—7 кГм/кг. Зрозуміло, для цього його потрібно зарядити загальною енергією, збільшеною в стільки раз, скільки є ступенів, тобто приблизно 400—700 кГм/кг. Але це вирішується відносно просто. Трудність полягала не в зарядці, а в реалізації загальної енергії в одному ступені із-за вказаних вище перешкод.

***Недолік одноступінчастої турбіни був здоланий: потужність турбобура зростає не лише при збільшенні швидкостей рідини в каналах, але навіть при значному їх зниженні.***

3. Наземні турбіни працюють на воді, турбобури — на абразивній рідині. Це приводить до конструктивних ускладнень. Зокрема, спроби використовувати для опор підшипники кочення, не дивлячись на високий ККД, до цих пір не увінчалися успіхом саме із-за їх непристосованості до тривалої роботи в абразивній рідині.

4. На відміну від наземних турбін турбобур працює під великим абсолютним тиском. Тому питання кавітації в турбобурінні нікого не цікавлять.

*Такі принципові особливості турбобурів. Про конструктивні особливості турбобура можна сказати, що він є абсолютно оригінальною машиною, що сформувалася протягом порівняльній короткого шляху свого розвитку.*

### **1.7 Етапи розвитку конструкції турбобуру.**

Пригадаємо основні дати і факти історії розвитку турбобура. Цю історію можна розбити на декілька періодів.

Ідея про перенесення двигуна на забій виникла в російській інженерній практиці давно. У 1890 р. бакинський інж. Симченко розробив перший проект турбобура і запатентував його. Інж. Вольський винайшов забійний гідротаран, що пройшов промислові випробування. З впровадженням обертового буріння почалися пошуки рішення задачі перенесення на забій двигуна, що обертає долото.

*Перший період розвитку турбобурів* почався в 1923 р., коли М. А. Капелюшникову удалося здійснити ідею використання гідравлічної турбіни. Оскільки для збільшення потужності швидкості рідини в турбіні, а також швидкості обертання ротора доводилося збільшувати, то перший турбобур мав зубчастий редуктор планетарного типу (Баретта) для зниження числа зворотів з 1600—1800 до 15 - 30 об/хв на долоті. Схема турбобура Капелюшнікова показана на рис. 1.35.

Зубчатий епіциклоїдний редуктор застосовувався одноярусний, двох'ярусний або триярусний. Цей турбобур випробовувався в бурінні до 1933 р. Роторне буріння, що розвивається, зажадало удосконалення турбобура, який не зміг конкурувати з роторним способом із-за своїх недоліків.

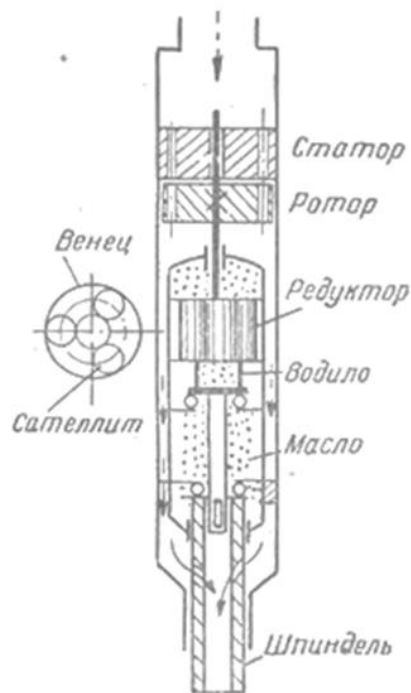


Рисунок. 1.35– Схема турбобура Капелюшнікова

Перший недолік полягали в малому терміні служби, пов'язаному з високими швидкостями рідини в турбіні навіть при невеликій потужності. При такій швидкості лопатки швидко роз'їдалися глинистим розчином.

Другий недолік — слабкий редуктор, що швидко виходив з роботи унаслідок великої напруги на зубцях і попадання піску в масляну ванну.

Навряд чи варто багато говорити про недоліки одноступінчатого турбобура. Абсолютно природно, що нова машина повинна була пройти період виявлення її недоліків. Важливе те, що в цей перший період була доведена здійсненність ідеї перенесення руху на забій.

*Другий період розвитку турбобура* був дуже короткочасний, він тривав всього 2 роки. Але роль цього періоду величезна. У 1932— 1934 рр. в результаті наукових робіт в ДІНД (Москва) П. П. Шумілов запропонував нового типу турбін, доти невідомого в практиці гідротурбобудування — багатоступінчату турбіну.

Як вже було сказано, це був великий стрибок в історії турбінного буріння. Завдяки цій пропозиції, здійсненій в дослідних турбобурах, випробуваних в свердловині, відкрилися перспективи для турбінного буріння.

Характерною межею турбобурів другого періоду був перехід на багатоступінчаті турбіни, але доки без відмови від редуктора.

У книзі «Турбінне буріння нафтових свердловин» П. П. Шумілов писав про цей період:

«Перші багатоступінчаті турбобури, побудовані в 1933 р., а також подальші досліді в 1934 р. на практиці підтвердили в основному головну перевагу багатоступінчастих турбін...».

**Третій період** — період багатоступінчатого безредукторного турбобура з підшипниками кочення — почався в 1934 р. з того, що в Баку була організована експериментальна контора турбінного буріння (ЕКТБ) для створення потужного і довговічного турбобура.

Наукове керівництво робіт, що проводяться в ЕКТБ, здійснювалося П. П. Шуміловим, який згодом писав, що по його вказівках там були випробувані конструкції нових багатоступінчатих турбін і що теоретичний аналіз, конструктивна розробка, експериментальна перевірка і промислові випробування проводилися їм же в ДІНД і ЕКТБ.

У 1935—1936 рр. Шумілов, Р. А. Іоаннесян, Е. І. Тагієв і М. Т. Гусман розробили новий тип безредукторного турбобуру.

Поважно відзначити, що до цього часу набули поширення шарошечні долота, які вимагають меншого моменту для свого обертання, чим лопатеві долота. Тому виявилось можливим передавати на забій 600 об/мін в порівнянні з 100 об/хв, які раніше вважалися граничними, абсолютно відмовившись від редуктора.

Ідеї Г. П. Шумілова були втілені в ряд дослідних зразків турбобурів, випробуваних до 1940 р. Було випробувано 11 конструкцій багатоступінчатого турбобура. Перший промисловий зразок мав марку Т10. Так само, як і попередні зразки, він мав як осьову опору подвійний упорний кульковий підшипник, поміщений в захищену поршнем масляну ванну — лубрикатор. Нижня і середня радіальні опори — резинопідшипники — були такими ж, як і в сучасному турбобурі.

Ця конструкція виявилася непрацездатною. Мастило в підшипниках зберігалось 7—10 годин і попадання глинистого розчину швидко руйнувало упорний підшипник. Намагалися продовжити термін його служби збільшенням діаметру куль, поліпшенням герметизації лубрикатора, шляхом диференціації числа оборотів введенням додаткових шайб. Але так само, як не удається істотно продовжити довговічність опори долота, так не удається продовжити термін служби кулькових опор турбобура.

**Четвертий період розвитку** конструкції турбобурів — період безредукторного турбобура з резинопідшипниками — почався з пропозиції абсолютно відмовитися від металевих опор і повністю перейти на гумові підшипники.

Раніше вважали, що гумові підшипники, обмежені розмірами турбобура, не можуть сприймати такі високі навантаження як 10—15 т. Досліди, проте, показали, що перехід на упорний резинопідшипник здійснимо.

Для спрощення конструкції в першому (1940 р.) турбобурі Т12 цього періоду гумові опори були виконані безпосередньо на статорах турбіни. Цим турбобуром, званим часто «гумованим», було пробурена деяку кількість свердловин. Стійкість досягала 60—100 годин.

Ця конструкція була невдала тим, що для ремонту опори, як найбільш слабкого вузла, доводилося розбирати весь турбобур. Для спрощення ремонту гумові опори були винесені в спеціальний вузол у вигляді гребінчастої гумової п'яти. Така конструкція під маркою Т14, а потім Т14М і Т14М1 була запущена в серійне виробництво і виготовлялася заводами протягом 10 років.

Подальше удосконалення турбобура велося по лінії посилення його слабких місць — різьбових з'єднань, що швидко виходять з строю. Модернізація привела до створення декількох проміжних типів, що відрізняються лише розташуванням вузлів. Особливе місце займав турбобур Т19, в якому як осьова опора застосована група турбін.

Одночасно проводилося удосконалення турбін турбобура шляхом поліпшення профілю лопаток, підбору оптимальної величини зазору між ротором і статором і розробки технології виготовлення окремих деталей.

В результаті цієї роботи на озброєння нафтової промисловості в 1950 р. були прийняті турбобури нормального ряду, що включили турбобури, які конструктивно сформувалися до цього часу типу Т12М.

Турбобури нормального ряду мають декілька модифікацій, що відрізняються розмірами і конструкцією окремих деталей. Їх загальною межею є наявність гребінчастої гумової п'яти на відміну від схеми Т14, що збирається разом з рівнями турбіни, а не винесеною в окремий вузол. Ця конструкція виявилася раціональною після освоєння покриття поверхонь п'яти, що труться, зносостійкими сплавами і досягнутого таким чином збільшення терміну її служби.

В даний час застосовується новий тип турбобура — секційний. Він складається зазвичай з двох або трьох секцій, корпуси яких сполучені за допомогою різьбового перевідника, а вали за допомогою конічної фрикційної муфти. Осьова опора є лише в одній секції (нижній). Принципово це той же турбобур, але із збільшеним числом рівнів. Використання секцій зручне при виготовленні і ремонті турбобура, а також дає можливість збільшити кількість типорозмірів машин для багатобразних умов буріння.

Для турбінного буріння з відбором керна застосовують спеціальні турбобури, звані колонковими або турбодолотами. У крізному отворі валу колонкового турбобура встановлена знімна ґрунтоноска.

### **1.8. Будова та принцип дії турбобуру**

Турбобур, призначений для обертання долота при бурінні свердловин, є багатоступінчастою гідравлічною турбіною, що приводиться в рух потоком промивальної рідини від бурового насоса. Кожна ступінь турбіни, представлена на рис.1. 3б, складається з двох лопатевих систем: нерухомою (статор) і такою, що обертається (ротор) [6].

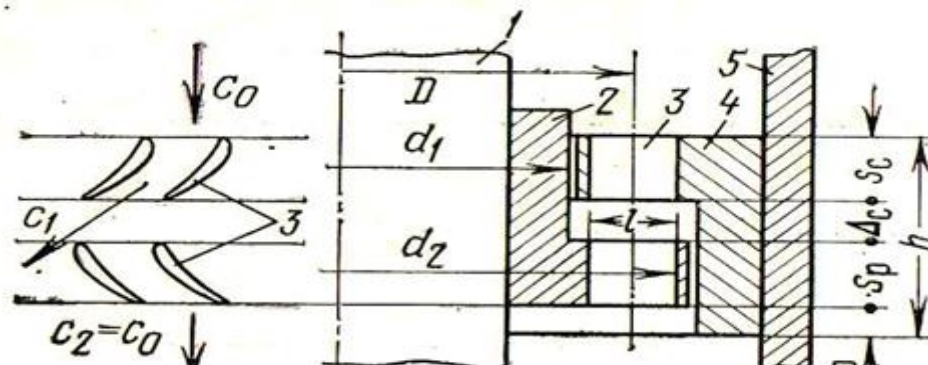


Рисунок 1.36– Ступінь турбіни

1 – вал; 2 – ступінь ротора; 3 – лопаті; 4 – ступінь статора; 5 – корпус турбобура

У статорі потік рідини готується для роботи в роторі: швидкість  $c_0$  збільшується до  $C_1$  і змінює напрям. У каналах ротора, лопаті якого нахилені до лопатей статора в протилежному напрямі, швидкість відновлюється по величині і напрямку ( $C_2 = C_0$ ). Потім рідина входить в наступну ступень, де процес повторюється.

При зміні швидкості в міжлопатевих каналах (і відповідного імпульсу потоку) виникає сила, з якою потік діє на лопаті, підсумовуючись у всіх ступенях у вигляді загального моменту, що крутить. Момент, що крутить, в статорі сприймається корпусом турбобура, жорстко пов'язаним з бурильними трубами.

Рівний, але протилежно направлений момент, що крутить, діє в роторі, через вал турбобура передається долоту. На відміну від інших гідравлічних турбін, вживаних головним чином для обертання валу електрогенератора і виконуваних, як правило, одноступінчастими, турбобур, подібно до газових і парових турбін, є багатоступінчастим.

Це пояснюється тим, що обмежені значення трьох наступних чинників, від яких в прямій залежності знаходиться обертовий момент:

- – витрата рідини, що призначається за умовами технології буріння, не може бути збільшений із-за надмірного зростання тиску в циркуляційній системі і на викиді бурового насоса;
- – діаметр турбіни обмежений розміром ствола свердловини;
  - – частота обертання валу турбіни, жорстко пов'язаного з долотом, задається режимом буріння стосовно типу використовуваних долот і не може бути довільно збільшена.

Велике число ступенів турбіни дозволяє при її малому діаметрі (100—250 мм), порівняно малій витраті рідини (до 50 л/с) і частоті обертання валу 5—15 об/с створити високий (до 4 кН·м) обертовий момент. У різних моделях турбобурів застосовується від 100 до 350 ступенів. При великому числі ступенів значно збільшується довжина турбобура. Такі турбобури для зручності виготовлення і монтажу виконують з двох-трьох секцій.

По напрямку течії рідині в лопатевих системах турбобур відноситься до прямоточних турбін. Як у статорі, так і в роторі рідина рухається уздовж осі турбіни, не наближаючись до неї і не віддаляючись від неї. Для порівняння скажемо, що на гідроелектростанціях застосовують також радіальні, осьові, радіально-осьові і тангенціальні турбіни, назва яких вказує напрям руху рідині в лопатевому апараті ротора.

Їх будова пристосована до різного характеру напрямку потоку рідини в турбіні природними водними потоками. Будова односекційного турбобура показана на рис. 1.37. Вона складається з деталей двох систем: що обертається — ротора і необертальною — статора.

До ротора відносяться вал з насадженими на ньому робочими колесами, частинами опор, що обертаються, і кріпильними деталями. Систему статора складають корпус з перевідником, що направляють колеса, нерухомі частини опор і ніпель.

Кріплення деталей на валу і в статорі — силами тертя, що діють по торцях деталей при затягуванні різьбових з'єднань роторної гайки і ніпеля. Ротор фіксується відносно статора за допомогою осьової і радіальних опор.

Для регулювання взаємного положення лопатевих систем ротора і статора служить кільце 11, розташоване між статором і під'ятником.

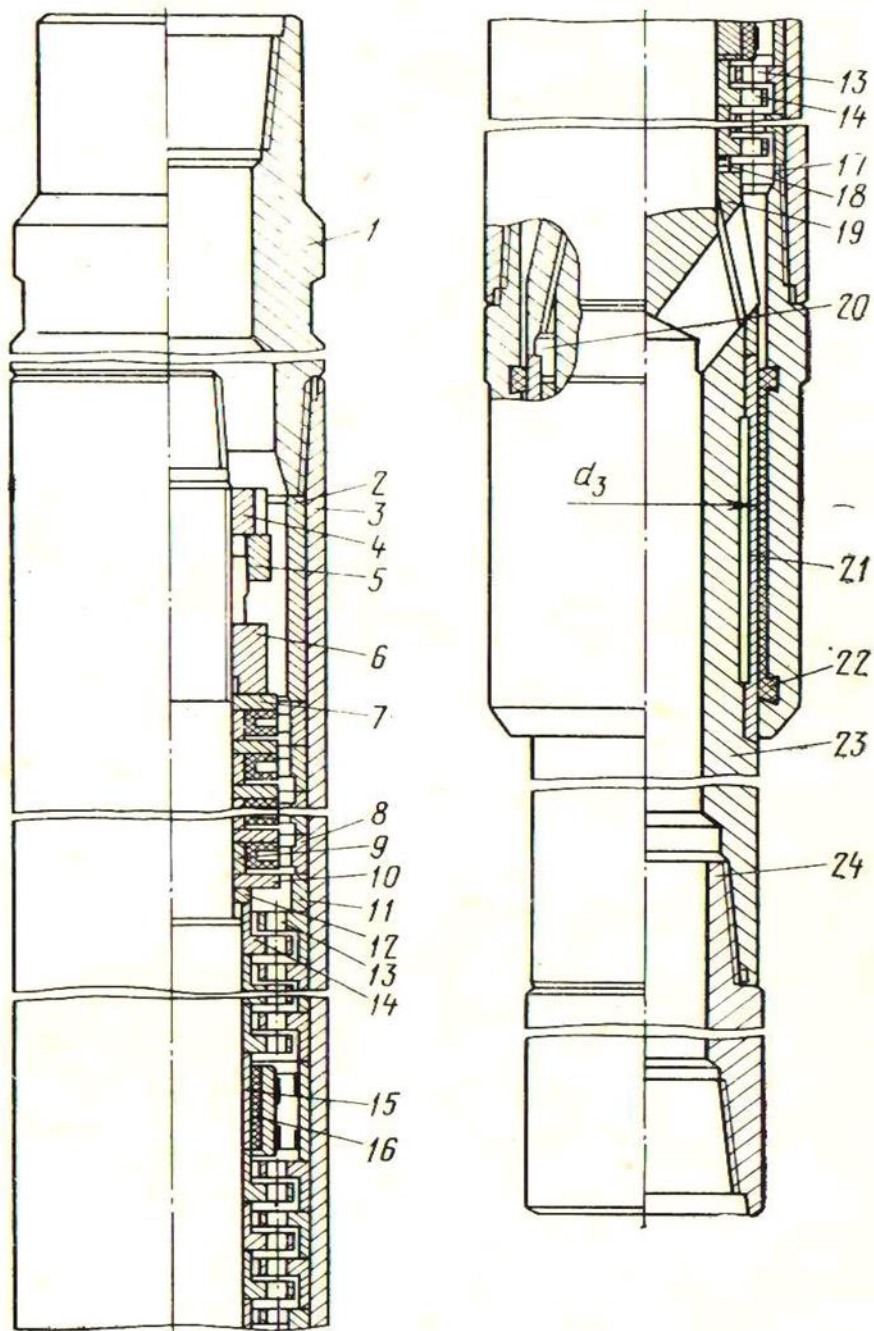
### **1.9 Елементи будови турбобуру [8]**

Турбінні колеса бувають суцільнолитими або складеними. В умовах вібраційного навантаження міцніші монолітні колеса, але кращі форми лопатей з чистою поверхнею мають колеса, змінні вінці яких виготовлені із сталі методом точного литва або з полімерних матеріалів. Втулки складених коліс, виготовлені з трубних заготовок, з'єднуються з лопатевою частиною за допомогою ексцентричного з'єднання. Для підвищення міцності вінці мають ободи, проте в турбобурах малого діаметру застосовують безободні диски.

Резино-металевий упорно-радіальний підшипник виконується у вигляді багатоступінчастої проточної п'яти. Рівень п'яти, представлений на рис. 1.38, складається з під'ятника 1, диска 2 і кільця 3. Гумове обкладання під'ятника, представлене на рис. 3,а, має три робочі поверхні – дві плоскі торцеві, сприймаючі осьові навантаження, і внутрішню циліндрову (або багатогранну), працюючу як радіальний підшипник. Упорний підшипник (непроточна п'ята-сальник) відрізняється тим, що під'ятник має гумові обкладання лише на торцевих поверхнях і відсутні вікна для проходу рідини, як показано на рис. 30, б.

Радіальний підшипник середніх опор складається із зовнішньої і внутрішньої втулок і ребер, що з'єднують їх, приварених до втулок. Гумове обкладання завулканізована у виточці внутрішньої втулки. Радіальним підшипником служить також ніпель (або безрізьбова обгумована втулка) в так званому шпинделі.

На всіх гумових обкладаннях є канавки, що служать для змащення підшипників промивальною рідиною. Матеріалом для обкладань служить тепломастлостойкая гума, що зберігає працездатність при температурі до 110°C в середовищі, що містить нафту і газ. Використання в турбобурах еластичних підшипників засноване на їх здатності працювати на мастильній рідині, що містить абразивні частки.



1, 24 – перевідники; 2 – втулка корпусу; 3 – корпус; 4 – контргайка; 5 – колпак; 6 – роторна гайка; 7, 10 – диски п`яти; 8 - підп`ятник; 9 – кільце п`яти; 11, 17 – регулюванні кільця; 12, 18 – ущільнювальні кільця; 13 – статор; 14 – ротор; 15 – втулка середньої опори; 16 – середня опора; 19 – упор; 20 – шпонка; 21 – втулка нижньої опори; 22 – ніпель; 23 – вал

Рисунок 1.37 – Односекційний турбобур

Тверда частка, потрапляючи між поверхнями, що труться, вдавлюється в поверхню гуми. При цьому сила притиснення частки до металу визначається пружністю гуми і не залежить від навантаження на опору. Оскільки зусилля притиснення невелике, знос металевої поверхні, зв'язаної з еластичною, відбувається значно повільніше, ніж в жорсткій опорі.

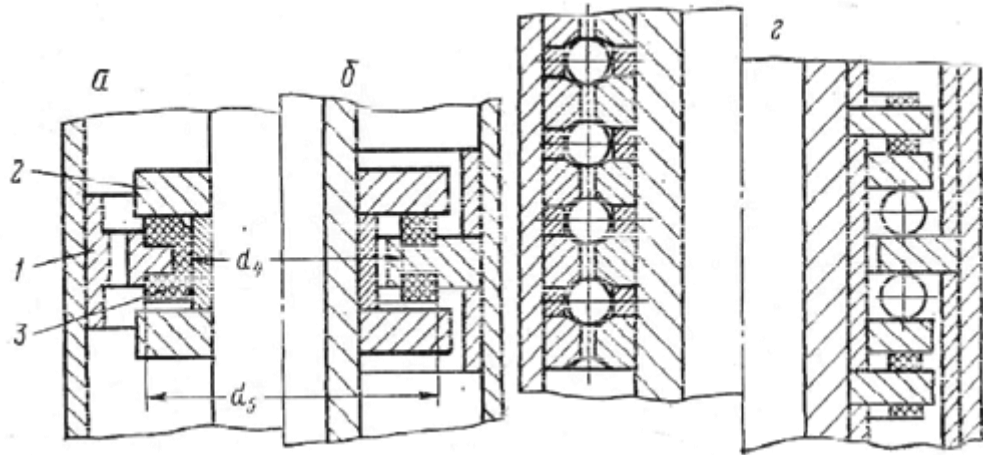


Рисунок 1.38 – Резинометалеві підшипники (а, б) та опори кочення (в, г)

1 – підп'ятник; 2 – диск; 3 – кільця

Все ж саме знос деталей п'яти визначає міжремонтний період роботи турбобура і в значній мірі витрати на його експлуатацію. За стандартом стійкість п'яти встановлена при роботі на воді 100 год., а на буровому розчині з щільністю до 1,5 (по воді) і вмістом піску до 2% — всього 65 год.

Невисока зносостійкість і збільшені втрати на тертя в умовах буріння із застосуванням промивальних рідин, що обважнюють і абразивних, і високих (зверху 150°C) забійних температурах обмежують можливості вживання резино-металевих опор. Втрати на тертя в цих опорах особливо зростають із зменшенням швидкості ковзання, у зв'язку з чим турбобур може стійко працювати на порівняно високій частоті обертання.

У пошуках досконаліших опор і для забезпечення стійкої роботи турбобура на низьких частотах обертання конструктори турбобурів постійно працювали над створенням опор кочення для забійних двигунів. Спроби застосувати опори, ув'язнені, в масляну ванну не дали результату із-за швидкого порушення її герметичності.

В даний час в турбобурах, поряд з резино-металевими підшипниками, застосовують відкриті (що працюють в середовищі промивальної рідини) багаторядні безсепараторні шарикопідшипники — упорно-радіальні, як показано на рис. 1.38, в, і упорні, представлені на рис. 1.38, з, а також однорядні радіальні.

Упорні підшипники типу ШШО встановлюють на резинометалевих амортизаторах. Ці елементи служать для розподілу навантаження по рівнях опори і пом'якшують ударні навантаження. Випробування показали, що стійкість таких «амортизованих» опор в кілька разів вище, чим в резинометалевій п'яті.

Конструкція ущільнювачів в турбобурах служать для ущільнення виходу валу з корпусу і для захисту опор кочення від попадання крупного абразиву. Ущільнення валу можуть бути «витратними» (з обмеженим витокком) і безвитратними». Прикладом ущільнення першої групи служить кільцевий зазор в ніпелі.

Великі витоки рідини при високих перепадах тиску в долоті, особливо в разі зносу вузла ущільнення, погіршують промивання забою. Скорочення витоків досягається вживанням п'яти-сальника. У цьому органі поєднані функції опори і пристрою, що дроселює. Високий гідравлічний опір створюється системою щілин і радіальних каналів в гумових обкладаннях упорного підшипника.

Для захисту опор кочення випробувані різні системи, як, наприклад, жорсткі торцеві ущільнення, багаторядні резинометалеві сальники з гідравлічним розвантаженням і ін. Шпинделем турбобура є вузол осьової опори, виконаний у вигляді самостійної секції для швидкої заміни після відробітку.

Корпус шпинделя за допомогою конічного різьблення з'єднується з корпусом турбіни, а його вал за допомогою конусно-шліцьової муфти — з валом турбіни. Як опора в шпинделі застосовують як резинометалеву п'яту, так і багатоступінчасті шарикопідшипники.

## 1.10 Види турбобурів

Залежно від призначення розрізняються турбобури: для суцільного буріння шарошечними і діамантовими долотами; колонкові турбодолота КТД; спеціальні для буріння стволів великого діаметру методом РТБ (реактивно турбінного буріння); для похилого буріння (турбінний відхилювач); для буріння вставними долотами [9].

Турбобури однакового призначення відрізняються по діаметру корпусу (240, 215, 195, 172, 164, 127, 104,5 мм) і по числу секцій: однсекційні типа 12Т12МЗ і Т12РТ з числом ступенів 100—120, КТД з числом ступенів до 160; двосекційні типа ТС і А, трисекційні типів ЗТС і А.

По конструкції нижня секція секційного турбобура аналогічна однсекційному турбобуру і може застосовуватися самостійно. Верхні секції можуть мати власну (незалежну) підвіску валу на осьовій опорі (у турбобурах типу А6КЗС) або ж передавати осьове навантаження, що діє на ротор, валу нижньої секції.

Для з'єднання валів секцій служать конусно-шліцьові муфти. Положення роторів відносно статорів в секціях визначається регулюючим кільцем, що встановлюється між сполучним перевідником і статором. Висота кільця підбирається так, щоб при переміщенні валу зберігався необхідний розподіл осьових зазорів між вінцями ротора і статора.

За типом турбін: з нормальними турбінами (з горизонтальною лінією тиску); з похилою лінією тиску (типу А); з похилою лінією тиску і системою гідродинамічного гальмування (наприклад, А7ГТШ).

По конструкції опор: з резино-металевими опорами; з опорами кочення. Як ті, так і інші можуть бути безшпindelьні і шпindelьні. Основний парк турбобурів, що діють, складають шпindelьні машини (у позначенні цих турбобурів є буква Ш, наприклад, ЗТСШ1, А7Ш).

## 1.11 Геометричні елементи осьових решіток лопатей ступені турбобуру

Розітнемо лопатевий апарат ступені ротора циліндровою поверхнею і розвернемо отриманий перетин на площину у вигляді плоских решіток лопатей, як показано на рис. 1.39. Для характеристики профілю лопаті застосовують наступні терміни: середня лінія профілю — крива, проведена через центр кіл, вписаних в профіль; хорда профілю  $b$  — проекція профілю на дотичну до двох точок увігнутої його сторони; угнутість профілю  $f$  — відстань від хорди до вершини середньої лінії.

Геометричні елементи решіток лопатей: вісь решітки — лінія, проведена через подібні точки профілів; крок решіток

$$t = 2\pi r / z_{\text{л}}$$

де  $r$  — радіус розгорнутого на площину циліндрового перетину,  $m$ ;  
 $z_{\text{л}}$  — число лопатей;  $S$  — осьова висота профілю,  $m$ .

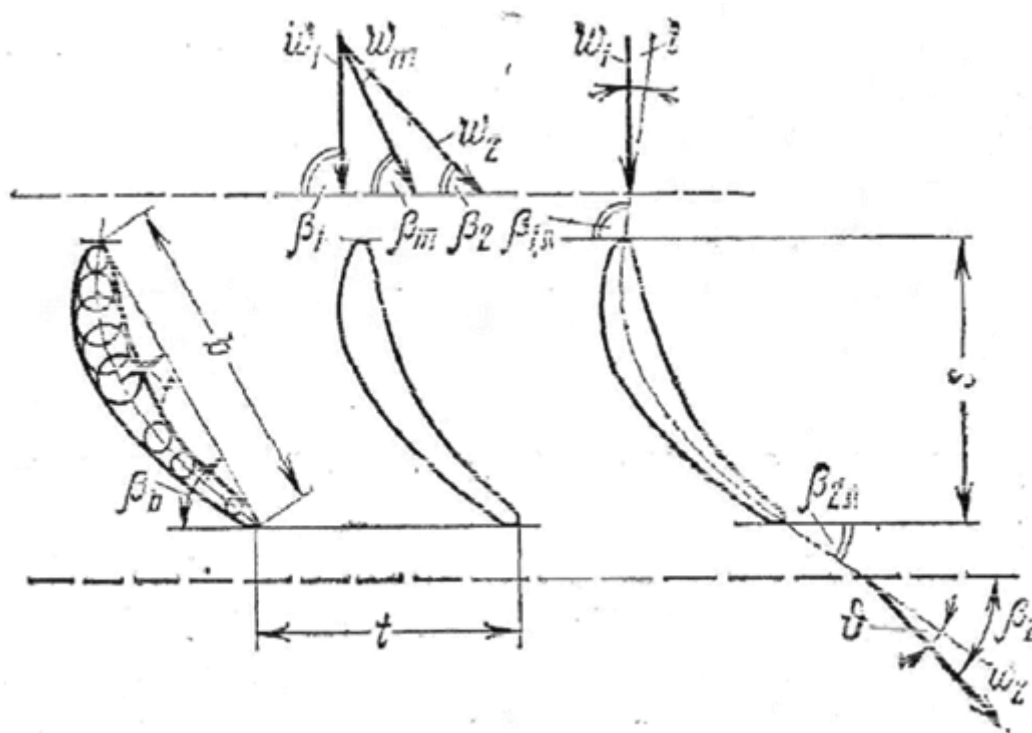


Рисунок 1.39 – Осьова решітка лопатей

Напрямок вхідної і вихідної кромки профілю визначаються кутами нахилу дотичних  $\beta_{1л}$  і  $\beta_{2л}$ , проведених в крайніх крапках до середньої лінії профілю.

У різних циліндрових перетинах кут установки профілю може зберігатися або змінюватися. Відповідно до цього розрізняють лопаті циліндрові або закручені. Перші простіші у виготовленні, зате другі гідравлічно ефективніше. При вивченні робочого процесу в турбінах застосовують наступні позначення середніх кутів потоку в даному циліндровому перетині, як показано на рис. 39.

Кут входу  $\beta_1$  — між вектором швидкості на вході  $W_1$  і віссю решітки, кут виходу  $\beta_2$  — між вектором швидкості на виході  $W_2$  і віссю решітки. Різниця цих кутів  $\beta_1 - \beta_2$  називається кутом повороту потоку в решітках. Кут атаки  $i = \beta_{1л} - \beta_1$  — між напрямом вхідної кромки профілю і вектором  $W_1$ . При нульовому куті атаки вхід потоку в решітки безударний.

Кут відхилення  $\nu = \beta_{2л} - \beta_2$  — між напрямом вихідної кромки профілю і вектором  $W_2$ .

При розгляді сукупності решіток статора і ротора для решіток статора позначення  $\beta$  замінюють на  $\alpha$ , тобто  $\alpha_{1л}$ ,  $\alpha_{2л}$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_b$ , а замість швидкостей  $W_1$ ,  $W_2$ ,  $W_m$  — швидкості  $C_2$ ,  $C_1$ ,  $C_m$ . Кути  $i$  і  $\nu$  для ротора мають індекс «р», а для статора — індекс «с».

### 1.12 Плани швидкостей. Режим роботи турбіни

Для вивчення дії потоку на турбіну простежимо за зміною швидкості рідини в лопатевій системі. Позначимо проекції швидкості  $C$  на осі циліндрової системи координат:  $C_r$  — радіальну,  $C_u$  — тангенціальну,  $C_z$  — осьову. Плани швидкостей в турбіні представлені на рис. 32.

У прямоточній турбіні рідина рухається, в основному, уздовж осі і довкола неї. Течія по циліндрових поверхнях декілька порушується в результаті перетікання рідини через радіальні зазори, що породжують місцеві радіальні течії: відцентрові після вінця статора, доцентрові після вінця

ротора. Але оскільки об'єми перетікаючої рідини порівняно невеликі, то зазвичай приймають, що  $Cr = 0$ .

Радіальний розмір лопатей малий в порівнянні з середнім радіусом турбіни. Тому для вивчення її головних властивостей можна нехтувати змінами в потоці рідини уздовж радіусу і розглядати умови лише на одній циліндровій поверхні з середнім діаметром  $D$ .

Обтікання лопатевої системи ротора характеризується полем відносної швидкості  $W$  рівній геометричній різниці абсолютної швидкості  $C$  і окружній швидкості лопатей на загальній циліндровій поверхні  $U$ :

$$\bar{W} = \bar{C} - \bar{U}.$$

**Вхід в ротор.** У густих решітках, вживаних в турбобурах, кут нахилу  $\alpha_1$  абсолютної швидкості  $C_1$  приблизно дорівнює куту нахилу лопатей статора  $\alpha_{1л}$ . Значення швидкості визначається витратою рідини, що прокачується через турбіну. Зручно обчислювати не швидкість  $C_1$ , а її осьову складову:  $C_z = Q/f$ , де  $Q$  — витрата рідини через турбіну, а  $f$  — площа поперечного перетину каналу на виході із статора (рис. 1.40).

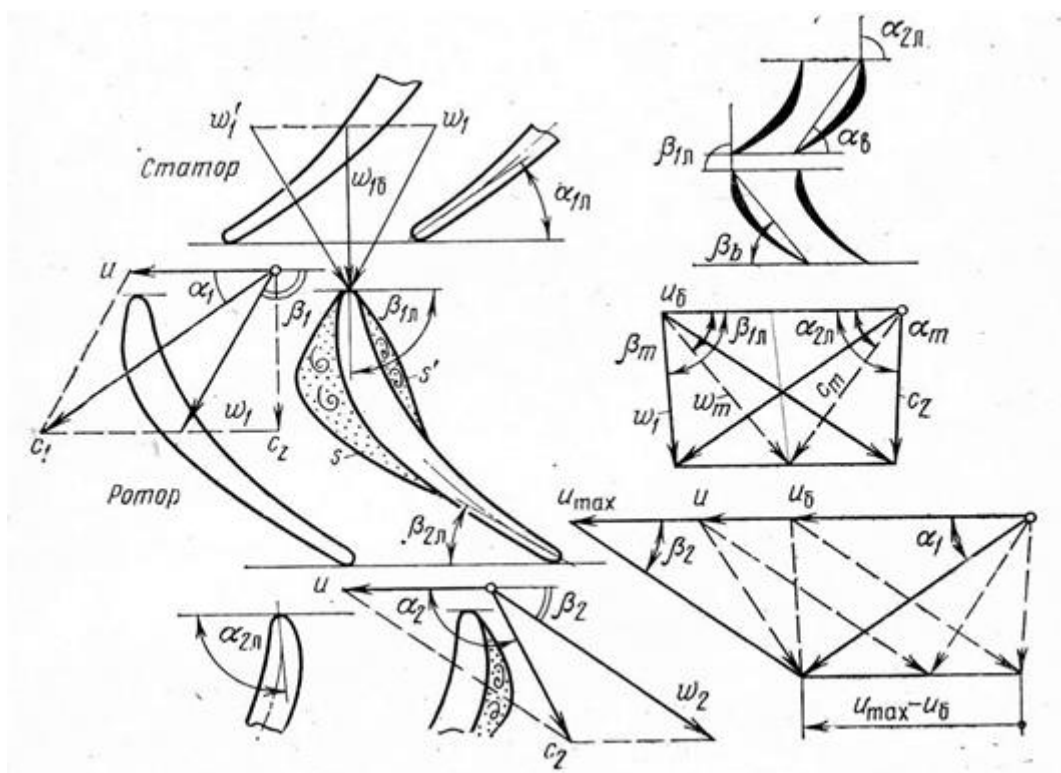


Рисунок 1.40— Плани швидкостей в турбіні

Відносна швидкість натікання рідини на лопаті ротора дорівнює різниці швидкостей:  $W_1 = C_1 - U_1$ . Напрямок  $W_1$  залежить від співвідношення швидкостей  $U$  і  $C_1$ . При роботі турбобура вказане співвідношення змінюється. Відповідно міняється напрямлення відносної швидкості  $W_1$ , створюючи при цьому різні режими обтікання лопатей ротора. Найбільш сприятливі умови для течії без інтенсивних вихороутворень виникають приблизно при нульовому куту атаки («безударний» вхід в ротор). Якщо турбіна уповільнює обертання ( $u < u_0$ ), то виникає зона інтенсивних вихорів  $S$  з тильного боку профілю, а при збільшенні швидкості ( $u > u_0$ ) вихороутворення розвиваються на лицьовій стороні (зона  $S'$ ).

**Вхід в статор.** У міжлопатевих каналах ротора напрям відносної швидкості  $W$  змінюється відповідно до форми каналів. На виході з вінця кут нахилу  $W_2$  приблизно дорівнює куту нахилу лопатей ротора  $\beta_{2л}$ , а значення цієї швидкості визначається витратою рідини. Абсолютна швидкість входу у вінець статора наступного рівня  $C_2 = W_2 + U$ .

Унаслідок рівності площ поперечних перетинів осьова швидкість на вході в статор така ж, як на вході в ротор, і дорівнює  $C_2$ . Тому висоти планів швидкостей для обох перетинів однакові.

**Безударний режим.** При безударному вході в межлопатеві канали ротора і статора кути атаки дорівнюють нулю. Отже  $\beta_1 = \beta_{1л}$  і  $\alpha_2 = \alpha_{2л}$ .

Трикутники швидкостей, побудовані за цих умов на поєднаному кресленні, званому полігоном швидкостей, показані на рис. 40 справа. Верхньою підставою трапеції служить окружна швидкість  $U_0$ , а висота — осьова швидкість  $C_2$ .

### 1.13 Момент, потужність та ККД турбіни

Стосовно лопатевого вінця ротора турбіни, представленого на рис. 1.41, виділимо частину робочої порожнини, обмежену циліндровими (зовнішніми) поверхнями 0—1 і 1—2, плоскістю 0—0, 1—1 і 2—2, а також поверхнями лопатей, втулки і обода ротора [10].

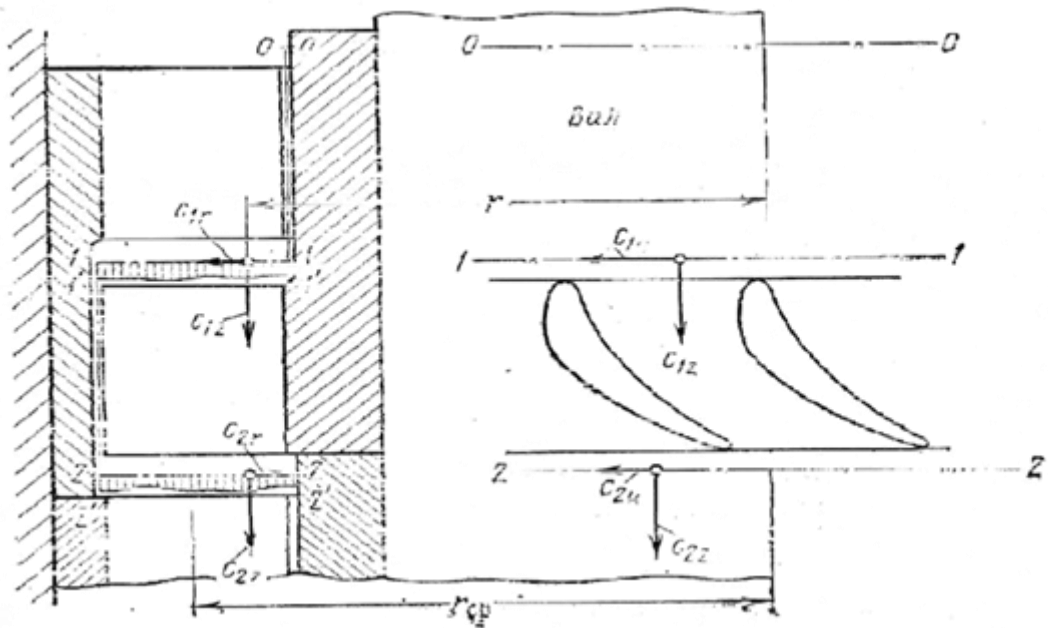


Рисунок 1.41– До виведення рівняння Ейлера для турбін

На виділений об'єм рідини діють масові і поверхневі сили. Унаслідок осьової симетрії момент масових сил відносно осі  $z$  дорівнює нулю. Залишаються сили, що діють на зовнішніх поверхнях обертання і на омиваних поверхнях ротора (лопатей, втулок і ободу).

Нормальні складові сил, що діють на поверхнях  $0 — 1$  і  $1 — 2$ , проходять через вісь  $z$ , а на площині  $1$  і  $2$  паралельні осі. Тому вони не створюють моменту, що крутить. Позначимо:  $M$  — момент дії потоку на всі поверхні рівня ротора (вони є внутрішніми для виділеного об'єму);  $M_t$  — момент дотичних сил, що діють по зовнішніх поверхнях обертання на рідину, навколишню виділену область.

Основне рівняння турбіни:

$$M = \rho Q ((C_u r)_1 - (C_u r)_2)$$

де  $(C_u r)_1$  і  $(C_u r)_2$  — середні значення моменту швидкості відповідно на поверхнях  $1$  і  $2$ .

При невеликому відношенні радіальної ширини каналів до середнього радіусу приблизно можна вважати, що середній момент швидкості по перетину дорівнює середньому моменту швидкості вздовж кола радіусом  $r_{cp}$ :

—  $(C_u r)_1 - (C_u r)_2 = (C_{1u} - C_{2u}) r_{cp}$ , де  $C_{1u}$  і  $C_{2u}$  — окружні складові швидкості на середньому радіусі.

Якщо нехтувати моментом дотичних сил  $M_t$ , то вийде наближене рівняння (турбінне рівняння Ейлера):

$$M = \rho Q (C_{1u} - C_{2u}) r_{cp}$$

Так як  $\omega$  — кутова швидкість валу, то потужність турбіни (корисна) дорівнює:

$$N_k = M * \omega.$$

Гідравлічна потужність турбіни

$$N = \Delta p_m * Q$$

де  $\Delta p_m$  — перепад повного тиску.

Втрати потужності в турбіні розділяють на *гідравлічні, об'ємні і дискові*. Ділення умовне, оскільки деякі види втрат важко чітко класифікувати.

До *гідравлічних втрат* відносять ті, які виникають в лопатевому апараті. Профільні втрати при обтіканні лопатей рідиною є слідством:

– тертя між шарами рідини, рухомими в пограничному шарі з різною швидкістю;

– утворення вихрових зон між лопатями, що виникають в разі відривного обтікання, особливо на ударних режимах, і на виході з вінця за кромками лопатей.

*Профільні втрати* залежать від режиму роботи турбіни, а в безударному режимі — від геометричних параметрів ґрат (зокрема, від форми профілю, його угнутості, кроку ґрат) і шорсткості поверхонь робочої порожнини. Профільні втрати залежать від режиму роботи турбіни, а в безударному режимі — від геометричних параметрів ґрат (зокрема, від форми профілю, його угнутості, кроку ґрат) і шорсткості поверхонь робочої порожнини.

*Причиною кінцевих втрат* є перетікання рідини в міжлопатевих каналах під дією поперечного градієнта тиску від увігнутої сторони каналу

до його опуклої сторони біля кореня і на периферії лопатей. У безободних вінцях виникає також перетікання рідини через радіальний зазор від увігнутої до опуклої сторони однієї і тієї ж лопаті, що викликає додаткові кінцеві втрати.

**Об'ємні втрати пов'язані** з перетіканням рідини через радіальні зазори. Частина витрати поступає в зазор між лопатями статора і ступицею ротора і не набуває швидкості основного потоку статора. Витік через радіальний зазор між ободом або лопатями ротора і ступицею ротора практично не бере участь в передачі роботи лопатям ротора.

Обидва витоки знижують працездатність потоку, що прокачується через турбіну, причому зниження потужності турбіни не компенсується пропорційним зниженням перепаду тиску, унаслідок чого ККД турбіни падає.

Дискові втрати, що мають в турбінах турбобурів порівняльне мале значення, є наслідком тертя поверхонь ротора, що обертаються, об рідину. Перераховані втрати, в теорії насосів названі внутрішніми, визначають ККД турбіни:

$$\eta = N_k / N$$

Втрати на тертя в опорах і ущільненнях валу турбобура прийнято розглядати в балансі потужності турбобура як частину навантаження на турбіну

### 1.14 Параметри характеристики турбіни

Досить характерним можна рахувати режим, в якому запас по перевантаженню турбіни моментом, що крутить, рівний двом. У турбіні з лінійною залежністю  $u$  —  $M$  ця умова відповідає також максимуму потужності турбіни, а в нормальній турбіні — ще і максимуму ККД.

На рис. 42 представлені середні значення критеріїв  $\Pi_m$ ,  $\Pi_n$  і  $\eta$  вказаного режиму для різних турбін, що використовуються в промислових турбобурах.

Якщо задані витрата рідини  $Q$ , її густина  $\rho$ , то для турбіни з певним числом ступенів і діаметром  $D$  легко знайти момент, частоту обертання, ККД, а потім перепад тиску  $\Delta p$ .

Графік на рис. 1.42 замінює собою таблиці моментів, потужностей, частот обертання і тиску при декількох заданих витратах рідини, що приводяться в довідниках. За допомогою цього графіка можна орієнтовно визначити один з параметрів по заданому значенню іншого.

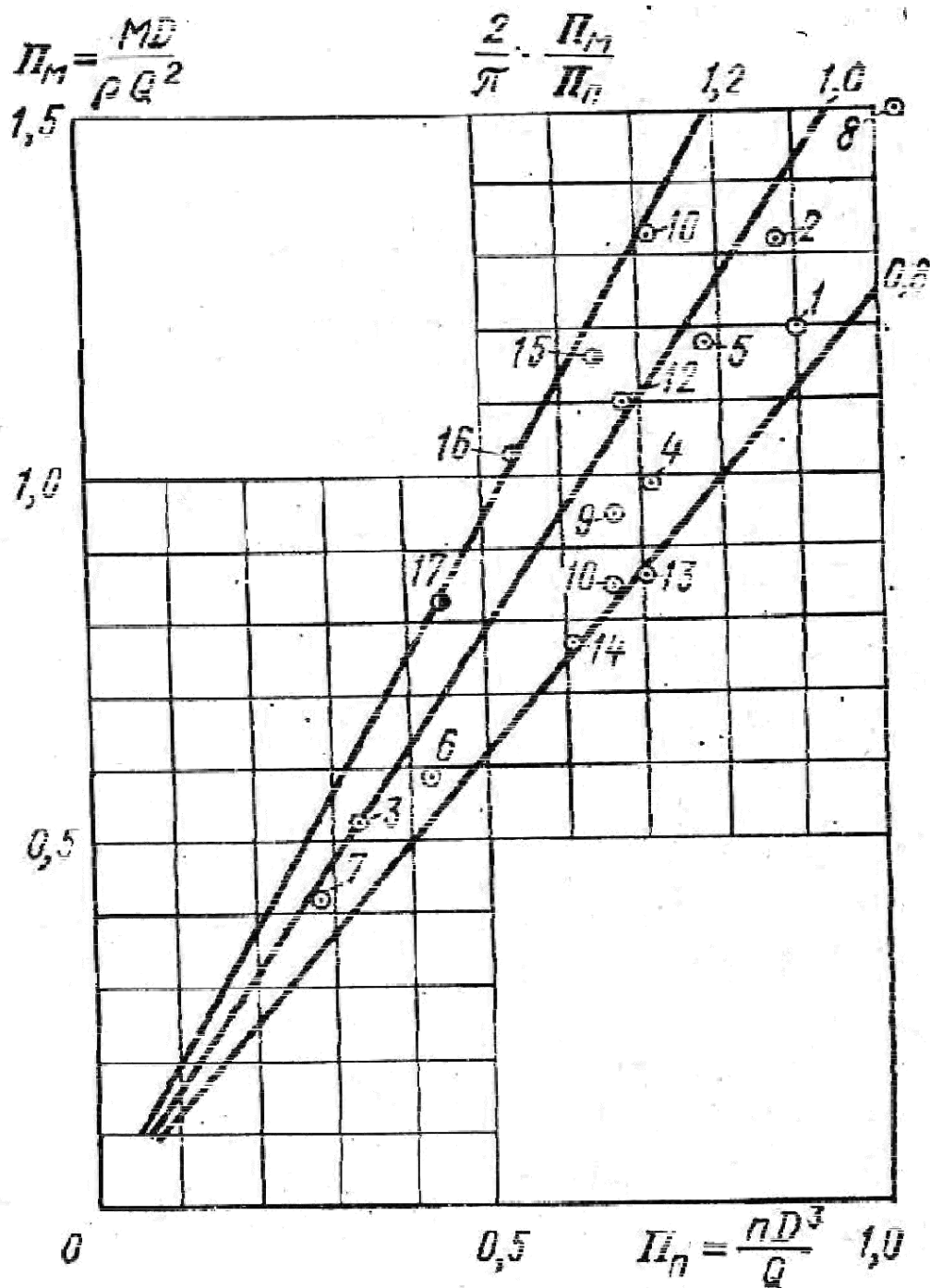


Рисунок 1.42– Параметри турбін турбобурів

## 1.15 Розрахункова частина

### Задача 1

Задані: витрата рідини  $Q$ , л/с, густина рідини  $\rho \cdot 10^3$ , кг/м<sup>3</sup>, середній діаметр турбіни  $d$ , мм, відносна довжина лопатей  $l/d$ , частота обертання на безударному режимі  $n_b$ , об/хв, коефіцієнт активності  $\sigma_a$ , вихідний кут лопатки  $\alpha_{1l} = 30$ , момент турбіни ( $k$ -ступінчастої турбіни)  $M_k$ , кНм, осьовий розмір ступені  $L$ , мм.

Потрібно:

- побудувати полігон швидкостей для ненаголошеного режиму;
- зробити ескіз турбінних грат ступені, приймаючи, що середньовекторна швидкість направлена по хорді профілю;
- визначити коефіцієнт циркуляції;
- обчислити момент в ступені і необхідне число ступенів.

Таблиця 1.1 – Дані до задачі 1

№ варіанта	Позначення параметрів							
	$Q$ , л/с	$d$ , мм	$n_b$ , об/хв	$\sigma_a$	$M_k$ , кН*м	$\rho \cdot 10^3$ , кг/м <sup>3</sup>	$l/d$	$L$ , мм
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	117,0	520	0,70	0,60	1,10	0,12	38,0
2	27	140,0	450	0,55	1,00	1,30	0,12	30
3	49	175,5	489	0,50	0,31	1,10	0,14	56
4	51	175,5	522	0,60	0,45	1,25	0,14	42
5	47	175,5	549	0,50	0,70	1,00	0,14	28
6	39	160,0	500	0,45	1,20	1,25	0,137	56
7	36	146,5	400	0,50	1,40	1,30	0,133	48
8	29	130,5	360	0,60	1,55	1,35	0,12	42
9	27	111,5	500	0,65	0,70	1,40	0,13	36
10	10	88,25	450	0,50	0,65	1,20	0,133	28
11	15	85	450	0,5	0,6	1,3	0,13	36
12	20	116	500	0,7	1,00	1,1	0,12	30
13	40	155	500	0,5	1,2	1,1	0,125	56
14	50	175	480	0,6	0,4	1,2	0,14	45
15	45	175,5	545	0,55	0,7	1,0	0,14	28
16	35	150	450	0,5	1,4	1,3	0,133	48
17	29	130	365	0,65	1,5	1,2	0,12	42
18	15	88,5	450	0,5	0,65	1,00	0,13	28

### Задача 2

Задані коефіцієнти: активності  $\sigma_a$ , осьовій швидкості  $c_z$ , циркуляції  $\sigma_u$ , середній діаметр турбіни  $d$ , мм, радіальна довжина лопатей  $l$ , мм, витрата рідини  $Q$ , л/с.

Потрібно:

- побудувати полігон швидкостей для безударного режиму;
- зробити ескіз турбінних решіток, передбачаючи, що середньовекторна швидкість направлена по хорді профілю;
- визначити частоту обертання при безударному режимі  $n_b$ .

Вирішення.

Визначається осьова швидкість  $C_z$ , м/с

$$C_z = Q / F,$$

де  $F$  – площа поперечного перетину на виході із статора,  $m^2$

$$C_z = Q / \pi d l$$

Визначається окружна швидкість для безударного режиму  $u_b$ , м/с

$$U_b = C_z / C_{zотн}$$

Кути нахилу  $\alpha$ ,  $\beta$

$$ctg\alpha_{1,2} = U_b / C_z (m_a \pm \sigma/2)$$

$$ctg\beta_{1,2} = U_b / C_z (1 - (m_a \pm \sigma/2))$$

По отриманим значенням визначаються  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  і будується полігон швидкостей і ескіз турбінних решіток як показано на рис. 43. Частота обертання валу для безударного режиму роботи визначається по формулі.

$$U_b = C_z / C_{zвід}$$

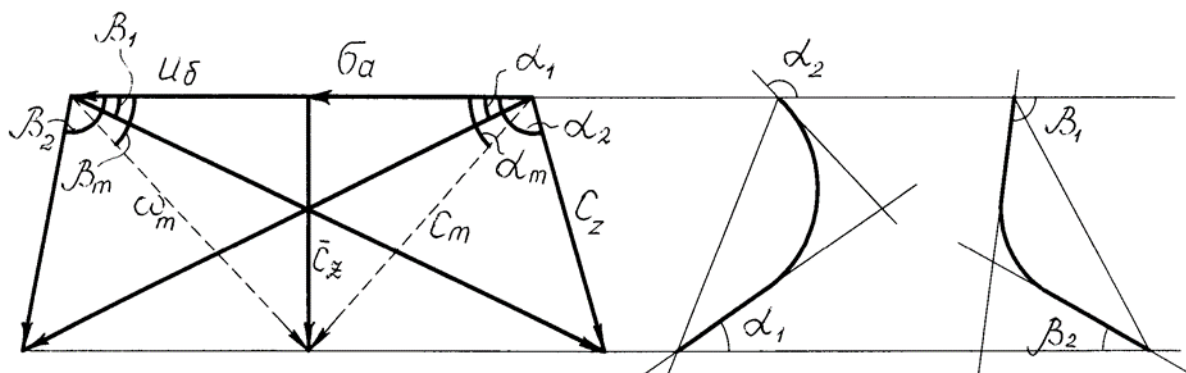


Рисунок 1.43– Полігон швидкостей та ескіз турбінної решітки

Таблиця 1.2 – Дані до задачі 2

№ варіанта	Позначення параметрів					
	$d, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$Q, \text{л/с}$	$m_a$	$C_{z\text{від}}$	$\sigma_{\text{ц}}$
	1	2	3	4	5	6
1	110	10,5	30	1,0	1,0	0,8
2	140	20,9	37	0,5	1,3	1,0
3	107	18	40	0,45	1,2	1,1
4	117	15	27	0,55	0,9	0,9
5	98,25	13	17	0,8	0,8	0,9
6	122,5	11	10	0,75	0,7	0,8
7	136,5	15,9	21	0,5	1,1	1,2
8	149	17,7	32	0,65	1,0	1,0
9	150	21,6	40	0,45	1,3	1,2
10	108,9	12,75	15	0,5	0,8	0,9
11	148	22,0	38	0,4	1,3	1,2
12	150	20,5	40	0,5	1,2	1,0
13	105,6	12,75	15	0,55	0,9	1,0
14	130,5	13,5	20	0,7	1,1	1,2
15	105	20	40	0,45	1,2	1,1
16	140	18	35	0,55	1,3	1,0
17	99	15	17	0,8	0,8	0,9
18	120	11	12	0,75	0,7	0,8
19	106,3	17	15	0,5	0,8	0,9
20	115	15	27	0,65	0,9	0,9

## Задача 3

Для ступеня прямої турбіни відомі кути  $\alpha_{1л} = \beta_{2л}, \beta_{1л}$ , середній діаметр  $d$ , мм, і частота обертання  $n$ , об/хв. Визначити коефіцієнт активності  $m_a$ , коефіцієнт циркуляції і коефіцієнт осьової швидкості  $C_{zвiд}$ , момент і питому роботу, що передається лопатками ротора, в одній ступені при безударному режимі.

Таблиця 1.3 – Дані до задачі 3

№ варіанта	Позначення параметрів			
	$\beta_{1л}$ , град.	$d$ , мм	$n$ , об/хв	$\beta_{2л}$ , град.
1	110	130	720	25
2	120	175	549	32
3	115	120	600	26
4	120	147	489	30
5	115	117	550	25
6	110	160	522	35
7	120	88	650	30
8	125	62,5	870	24
9	130	130,5	530	25
10	125	175,5	500	32
11	110	120	750	25
12	115	175	540	32
13	120	170	595	25
14	120	130	485	30
15	115	120	550	26
16	110	150	530	30
17	120	85	680	30
18	125	64	850	25
19	130	135	530	25
20	125	170	500	30

Вирішення.

Визначається кутова швидкість  $\omega$ , рад/с

$$\omega = \pi n / 30$$

При безударному режимі  $\beta_1 = \beta_{1л}$ ;  $\alpha_2 = \alpha_{2л}$ . Крім того  $\alpha_1 = \beta_2$ ,  $\alpha_2 = \beta_1$ , при цьому умова одночасного безударного входу виконується автоматично).

Визначається коефіцієнт активності  $m_a$

$$m_a = 1/2 (ctg\alpha_1 + ctg\alpha_2) / (ctg\alpha_1 + ctg\beta_2)$$

Коефіцієнт циркуляції

$$\sigma = (ctg\alpha_1 - ctg\alpha_2) / (ctg\alpha_1 + ctg\beta_1)$$

Визначається окружна швидкість

$$U_\phi = \pi d n$$

Визначається осьова швидкість  $C_z$

$$C_z = U_\phi / (ctg\alpha_{1n} + ctg\beta_{1n})$$

Визначається коефіцієнт осьової швидкості  $C_{z\phi}$

$$C_{z\phi} = C_z / U_\phi = 1 / (ctg\alpha_1 + ctg\beta_1)$$

Визначається витрата рідини  $Q$ ,  $m^3 / c$

$$Q = C_{z\phi} \pi^2 l d^2 n$$

де  $l$  – осьова висота профілю, м  $l = 16,5$  мм.

Момент визначимо по формулі Ейлера  $M$ ,  $H \cdot m$

$$M = \rho Q (C_{1u} - C_{2u}) r_{cp}$$

де  $C_{1u}$ ,  $C_{2u}$  – тангенціальні складові абсолютних швидкостей, м/с

$r_{cp}$  – середній радіус, м.

$$C_{1u} = C_z ctg\alpha_1$$

$$C_{2u} = C_z tg(\alpha_2 - 90)$$

Питома робота, Дж/кг

$$l_n = (C_{1u} - C_{2u}) u_\phi$$

## Задача 4

При витраті рідини  $Q = 35 \text{ л/с}$  (відрізок  $a - б$ , на рис 44 до завдання 4) характеристики навантаження задано рівнянням

$$M/M_{\max} = 1 - n/n_{\max}$$

де  $n_{\max} = 762 \text{ об/хв}$ ;

$M_{\max} = 2.1 \text{ кН м}$ , представляються відрізками прямої  $a - б$  на осях координат.

Задана також крива ККД турбіни. Визначити витрату  $Q_2, \text{ м}^3/\text{с}$ , необхідну для того, щоб при заданому моменті  $M_2$ , що обертає, кН м, частота обертання була  $n_2, \text{ об/хв}$ ; визначити перепад тиску в турбіні  $\Delta P_2, \text{ Па}$ .

Таблиця 1.4 – Дані до задачі 4

Пара метри	Номер варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M_2, \text{ кН*м}$	1,6	1,0	0,7	1,2	0,9	1,4	1,2	1,3	0,8	1,0
$n_2, \text{ об/хв}$	420	530	490	510	460	550	500	430	520	470
Параметри	Номер варіанта									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$M_2, \text{ кН*м}$	1,5	1,0	0,8	1,1	0,95	1,4	1,3	1,2	0,85	1,0
$n_2, \text{ об/хв}$	450	500	485	530	480	600	500	450	540	430

Вирішення.

Частота обертання турбіни  $n_1$  в залежності от  $M_1$  та  $Q$

$$n_1 = n'_{\max} (1 - M_1/M_{\max})$$

Витрата  $Q_2$ , л/с визначається з формул подібності

$$n_1/n_2=Q_1/Q_2; Q_2=Q_1n_2/n_1$$

Кутова швидкість  $\omega$ , рад/с

$$\omega_2=\pi n_2/30$$

Корисна потужність,  $N_2$ , кВт

$$N_2=M_2 \omega_2$$

Перепад тиску в турбіні  $\Delta p$ , МПа

$$\Delta p=N_2/Q_2$$

Потужність  $N$ , кВт, що підводиться,

$$N=N_2/\eta$$

де  $\eta_2=\eta$  - ККД турбіни (визначається по рис. 1.44).

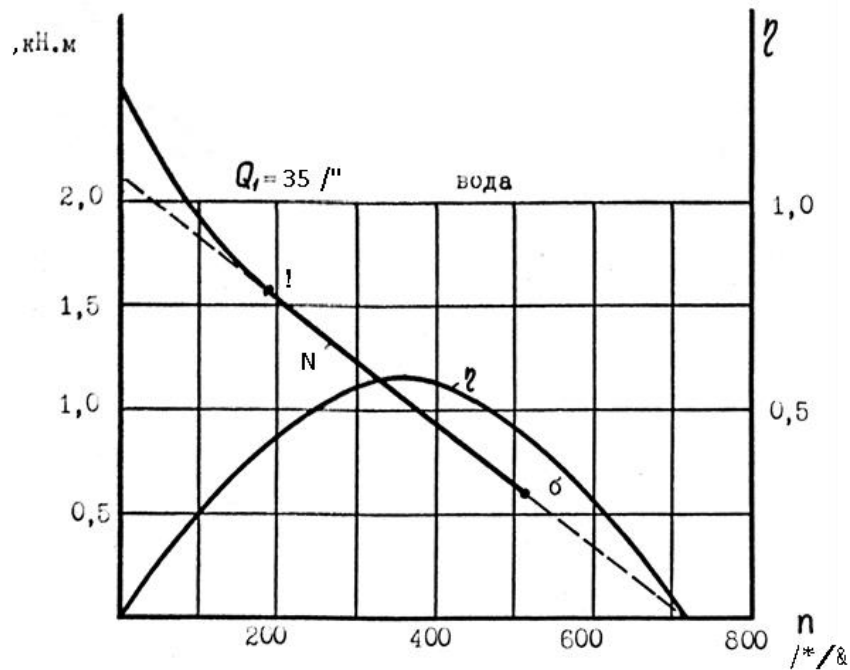


Рисунок 1.44– Залежність моменту и ККД від частоти обертання турбіни

### 1.16 Питання до розділу «Гідравлічні двигуни»

1. Схема ступені турбіни турбобура.
2. Геометричні елементи решітки профілів і кути потоку в ступені ротора.
3. Основні елементи конструкції турбобура (за схемою).
4. Трикутники швидкостей на виході з решітки ротора.
5. Конструкція осьової опори турбобура (за схемою).
6. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять до радіальну опору односекційного турбобура
7. Схема обтікання вхідних елементів лопаток ротора зі зміною режиму  $n$ .
8. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують обертову систему односекційного турбобура на валу
9. Обтікання вхідних елементів лопаток статора зі зміною режиму  $n$
10. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) відносяться до обертається системі односекційного турбобура.
11. Визначення і класифікація гідравлічних машин.
12. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) відносяться до нерухомої системі односекційного турбобура.
13. Класифікація гідравлічних двигунів.
14. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують нерухому систему односекційного турбобура в корпусі турбобура.
15. Визначення вектора сил, що діють з боку рідини на стінки криволінійного каналу лопатевого гідродвигуна.
16. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в нижнє ущільнення односекційного турбобура.
17. Перерахуйте характерні особливості турбобура як гідродвигуна.
18. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) з'єднують односекційний турбобур з деталями бурильної колони
19. Дайте характеристику турбобура як багатоступінчастої турбіни.

20. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в нижнє ущільнення односекційного турбобура
21. Етапи розвитку турбобура як гідравлічного двигуна.
22. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують осьову опору односекційного турбобура на валу
23. Лопатева система ротора турбобура і її характеристика.
24. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують радіальну опору односекційного турбобура
25. Лопатева система статора турбобура і її характеристика.
26. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують нерухомі елементи в корпусі односекційного турбобура
27. Трикутник швидкостей на вході в лопатеву систему ротора турбобура.
28. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують елементи на валу односекційного турбобура.
29. Призначення і принцип роботи турбобура.
30. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в осьову опору односекційного турбобура.
31. Обтікання вхідних кромки лопаток ротора турбобура зі зміною частоти обертання турбобура  $n > n_б$ .
32. Схема турбобура Капелюшнікова.
33. Обтікання вихідних кромки лопаток ротора турбобура зі зміною частоти обертання турбобура  $n < n_б$ .
34. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в середню опору односекційного турбобура.
35. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять до радіальну опору односекційного турбобура.
36. Кінематичні параметри потоку на вході в турбіну турбобура.
37. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) з'єднують односекційний турбобур з деталями бурильної колони.
38. Характеристики решітки ротора турбіни турбобура.

39. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в нижнє ущільнення односекційного турбобура.
40. Трикутник швидкостей на виході з лопатевої системи ротора турбобура.
41. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять до радіальну опору односекційного турбобура.
42. Умова ненаголошеного обтікання лопатевої системи статора турбобура.
43. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують нерухому систему односекційного турбобура в корпусі турбобура.
44. Середньовекторна відносна швидкість в турбіні турбобура.
45. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в середню опору односекційного турбобура.
46. Кінематичні параметри потоку на виході з турбіни турбобура.
47. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують елементи на валу односекційного турбобура.
48. Умови ненаголошеного обтікання лопатевих систем ротора і статора.
49. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в середню опору односекційного турбобура.
50. Кінематичні параметри потоку на виході з турбіни турбобура.
51. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують елементи на валу односекційного турбобура.
52. Умови ненаголошеного обтікання лопатевих систем ротора і статора.
53. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) входять в середню опору односекційного турбобура.
54. Обтікання вхідних кромek лопаток статора турбобура зі зміною частоти обертання турбобура  $n < n_6$ .
55. Перерахуйте деталі (і позиції по схемі) фіксують нерухомі елементи в корпусі односекційного турбобура
56. Основний принцип роботи турбобура.

57. Схема ступені турбобура.

58. Схема лопатевих систем ротора і статора при режимі ненаголошеного обтікання.

**1.17 Тест для перевірки знань з першої частини курсу «Гідравлічні двигуни та передачі», розділу «Гідравлічні двигуни»**

1. До якого типу гідродвигунів відноситься турбобур?
  - динамічні
  - об'ємні
  - забійні
2. Яка складова енергії рідини, що проходить через турбобур, перетворюється в механічну енергію обертання валу?
  - швидкісного напору
  - тиску
  - динамічного тиску
3. Яка складова сили рідини, що діє на стінки лопатевого каналу дає момент відносно висі гідродвигуна?
  - сила тиску
  - поверхневі сили
  - сила динамічної дії потоку
4. В якому типі РК гідродвигуна геометричний перепад швидкостей максимальний?
  - ковшовому
  - доцентровому
  - осьовому
5. Чи є направляючий апарат принципово обов'язковим елементом проточної частини гідродвигуна?
  - да
  - ні
  - не знаю
6. В якому елементі проточної частини гідродвигуна відбувається процес перетворення енергії?
  - Направляючому апарату
  - РК
  - у всій ПЧ
7. В яких типах РК перетворення енергії відбувається за рахунок енергії положення потоку рідини?
  - Френсиса
  - Каплана

- Водяне колесо
8. Який тип РК використовується в ступені турбобура?
- осьовий
  - доцентровий
  - радіальний
9. Чим визначається вибір витрати рідини, що протікає через турбобур?
- потужністю турбобура
  - діаметром свердловини
  - умовами промивки свердловини
10. За рахунок чого досягається потрібна потужність турбобура?
- кількості ступенів турбобуру
  - діаметра
  - витрати
11. Турбобур Капелюшнікова представляє собою гідродвигун...
- багатоступеневий
  - одноступеневий
  - двоступеневий
12. За рахунок чого в турбобурі Капелюшнікова досягається необхідна частота обертання?
- хвильової передачі
  - циліндричного редуктора
  - планетарного редуктора
13. В який період розвитку турбобурів відмовились від застосування планетарного редуктора?
- третій
  - четвертий
  - другий
14. Яка максимальна кількість секцій турбобура?
- 3
  - 4
  - 2
15. За рахунок чого в турбобурі Капелюшнікова забезпечується необхідна потужність?
- числа ступенів
  - витрати рідини
  - за рахунок частоти обертання
16. Чим був характерним четвертий етап розвитку конструкції турбобура?
- застосуванням резинопідшипників
  - багатоступеневою турбіною
  - планетарним редуктором

17. Чим був характерним другий етап розвитку конструкції турбобура?
- планетарним редуктором
  - багатоступеневою турбіною
  - резинопідшипниками
18. Перевідник корпусу турбобура з'єднується з .....
- розширювачем
  - долотом
  - УБТ
19. Перевідник валу турбобура з'єднується з.....
- долотом
  - УБТ
  - буровою трубою
20. Осьове зусилля на валу турбобура передається на .....
- радіальну опору
  - п'яту
  - ніпель
21. Радіальні опори турбобура сприймають зусилля.....
- осьові
  - вертикальні
  - поперечні
22. Яку з перерахованих функцій виконує ніпель турбобура?
- ущільнення
  - вузла з'єднання
  - передає енергію
23. Вал турбобура виготовляють з.....
- конструкційної сталі
  - легованої сталі
  - інструментальної сталі
24. Турбобур складається з деталей ..... систем
- трьох
  - однієї
  - двох
25. Лінія, що проведена через східні точки профілей називається ....
- віссю решітки
  - шагом решітки
  - шириною решітки
26. Крива, що проведена через центри вписаних в профіль кіл, називається....
- хордою профіля
  - середньою лінією
  - угнутістю профіля

27. Проекція профіля на дотичну до двох точок угнутої його сторони називається .....
- угнутістю профіля
  - решіткою профіля
  - хордою профіля
28. Відносний шаг решітки це - .....
- $t/b$
  - $b/t$
  - $t/s$
29. Шаг решітки це - .....
- $d/z$
  - $2Pr/z$
  - $l/z$
30. Кут нахилу хорди до висі решітки це- .....
- кут виходу
  - кут входу
  - кут установки
31. Кут нахилу середньої лінії профіля на вхідній кромці відносно віссі решітки це -.....
- кут лопатки на вході
  - кут установки
  - кут на виході
32. Кут нахилу середньої лінії на вихідний кромці відносно віссі решітки це -\_.....
- кут установки
  - кут лопатки на виході
  - кут на вході
33. Коли кути установки профілів в різних циліндричних перерізах однакові, то лопатки.....
- радіальні
  - закручені
  - циліндричні
34. Кут між вектором відносної швидкості на вході в решітку та віссю решітки це -.....
- кут входу потоку
  - кут відставання
  - кут атаки
35. Кут між вектором відносної швидкості на виході з решітки та віссю решітки це - .....
- кут атаки
  - кут виходу потоку
  - кут відставання

36. Кут між напрямом вхідної кромки профіля та відносною швидкістю на вході це - .....
- кут відставання
  - кут потоку
  - кут атаки
37. Кут між напрямом вихідної кромки профіля та вектором відносною швидкістю на виході це - .....
- кут відставання
  - кут атаки
  - кут повороту
38. Різниця кутів потоку на вході та виході з решітки це - .....
- кут атаки
  - кут повороту потоку
  - кут відставання
39. Геометрична полусума векторів швидкостей на вході та виході з решітки називається .....
- середньою швидкістю
  - геометричною швидкістю
  - середньовекторною швидкістю
40. Осьова складова швидкості в будь-якому поперечному перерізі ступені турбобура приймається.....
- постійною
  - змінною
  - не знаю
41. За формулою  $C_z/F$  знаходиться .....
- середня швидкість
  - осьова швидкість
  - меридіональна швидкість
42. Обтікання лопатевої системи статора характеризується полем .....
- швидкості.
- відносної
  - осьової
  - абсолютної
43. Обтікання лопатевої системи ротора характеризується полем .....
- швидкості.
- відносної
  - осьової
  - абсолютної
44. Коли  $U < U_b$  то відбувається відрив потоку з..... сторони профіля ротора.
- лицьової
  - тильної

- увігнутою
45. Коли  $U > U_b$  то відбувається відрив потоку з..... сторони профіля ротора.
- тильної
  - випуклої
  - лицьової
46. При безударному режимі обтікання профіля ротора кут атаки дорівнює.....
- нулю
  - приблизно нулю
  - біля нуля
47. Безударний режим лопатевих систем ротора и статора характеризується відношенням.....
- $C_z/U_b$
  - $U_b/C_z$
  - $C_u/U_b$
48. Який кут атаки втулкового профіля ротора на безударному режимі?
- негативний
  - нульовий
  - позитивний
49. Який кут атаки периферийного профіля ротора на безударному режимі?
- негативний
  - нульовий
  - позитивний
50. Який кут атаки розрахункового профіля ротора на безударному режимі?
- негативний
  - нульовий
  - позитивний
51. Рівняння Ейлера показує, що для знаходження моменту необхідно знати різницю .....
- $(C1-C2)$
  - $(C2u-C1u)$
  - $(C1u-C2u)$
52. Пртужність  $N_2$  це - .....
- гідравлічна потужність
  - потужність турбобуру
  - потужність турбіни
53. Рівняння  $N_2 = N_k + N^{**}$  це \_ .....
- рівняння потужностей турбобуру
  - рівняння втрат енергії турбобуру
  - рівняння балансу потужностей турбобуру

## **2 ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ: ГІДРОМУФТИ**

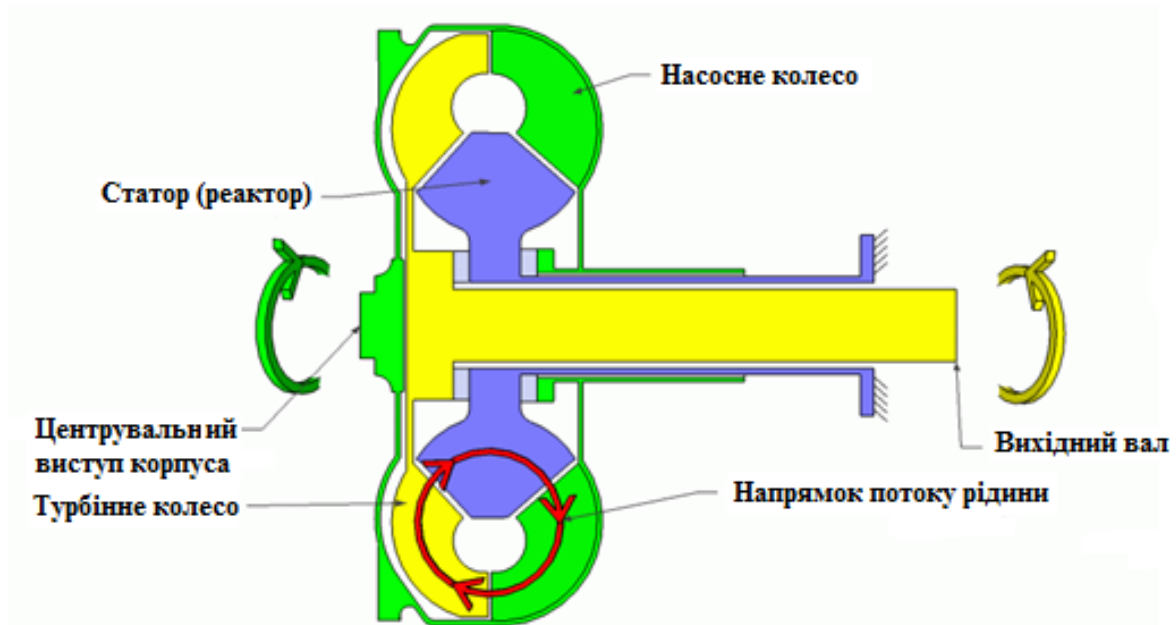
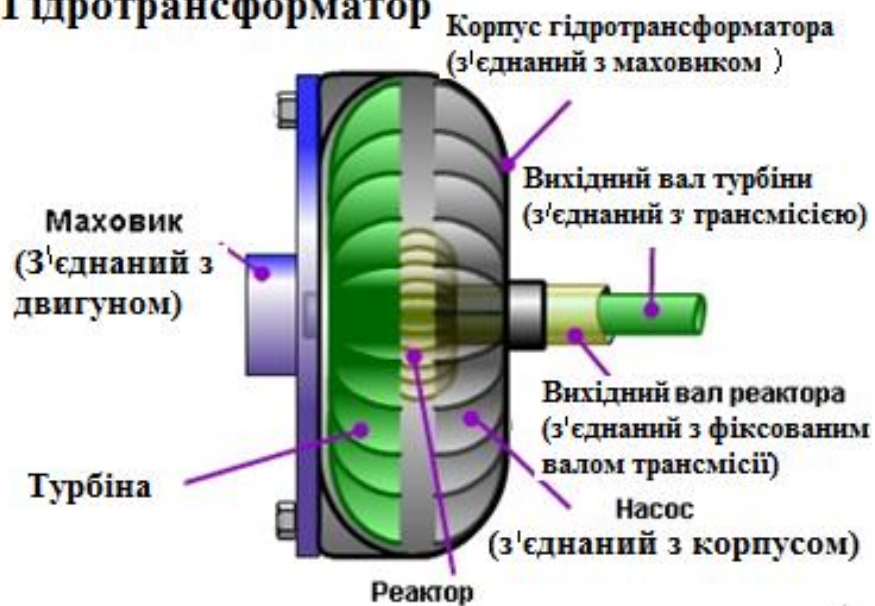
**Гідродинамічна передача (ГДП)** – це пристрій з передачі потужності обертання за допомогою подвійного перетворення механічної енергії обертання в кінетичну енергію потоку рідини і назад за допомогою гідравлічних лопаткових машин, що працюють в замкнутому контурі – це дві гідравлічні лопаткові машини, що не мають жорсткого кінематичного зв'язку, одна з яких виконує функцію гідронасоса, а інша функцію гідротурбіни [7, 11-15].

### **2.1 Властивості гідродинамічної передачі**

Зважаючи на свою конструкцію і відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між своєю вхідною і вихідною ланкою ГДП мають ряд цінних якостей, що зумовлюють їх поширення в трансмісіях машин і приводах агрегатів. ГДП здатні обмежувати момент опору, що навантажує двигун, а також здатні згладжувати пульсації цього моменту при зміні пульсуючої опору споживача. Цим вони захищають двигун та механічну частину трансмісії від перевантажень та ударних навантажень, тим самим збільшуючи їхню довговічність. ГДП здатні нівелювати перевантаження двигуна в момент розгону машини або пуску агрегату, завдяки чому відпадає необхідність завищення потужності двигуна для впевненої роботи в розгінних і стартових режимах. Гідротрансформатори і комплексні гідропередачі здатні забезпечувати безступінчасту зміну моменту, що крутить, у зворотній залежності від зміни частоти обертання вихідної ланки, так що при зростанні опору споживача і, отже, при зниженні частоти обертання вихідної ланки, крутний момент збільшується. Це дозволяє оптимально використовувати всю доступну потужність двигуна за практично будь-якої частоти обертання вихідної ланки, що у випадку транспортних машин сприяє формуванню так званої гіперболічної тягової характеристики. ГДП можуть працювати як у тяговому, так і в гальмівному режимах: тобто

вони можуть передавати енергію обертання як з вхідної ланки на вихідну, так і назад. Важливою особливістю ГДП є те, що всі вищезгадані функції ГДП може виконувати автоматично, без розриву потоку енергії, що передається, і без втручання людини або будь-якого керуючого пристрою. ККД оптимальних режимів роботи ГДП може досягати значень 85–98 %, рис.2.1 [7, 11-15].

## Гідротрансформатор



2.1 – Конструкція гідродинамічної передачі на прикладі гідротрансформатора

**Гідродинамічна передача** може бути реалізована у вигляді:

- **Гідродинамічні муфти (гідромуфти, ГМ)** - передача потужності без зміни крутного моменту, рис.2.2;
- **Гідродинамічного трансформатора (гідротрансформатора, ГТР)**, рис.2.1, 2.3 – передача потужності зі зміною крутного моменту;
- **Комплексної гідродинамічної передачі**, рис.2.4 – як поєднання ГТР та ГМ.

Головною конструктивною відмінністю ГМ від гідротрансформатора є обов'язкова наявність у ГТР третього елемента (крім насоса та турбіни) – реактора.

## 2.2. Види гідродинамічних передач:

### 2.2.1 Гідромуфта (ГМ) [7, 11-15].

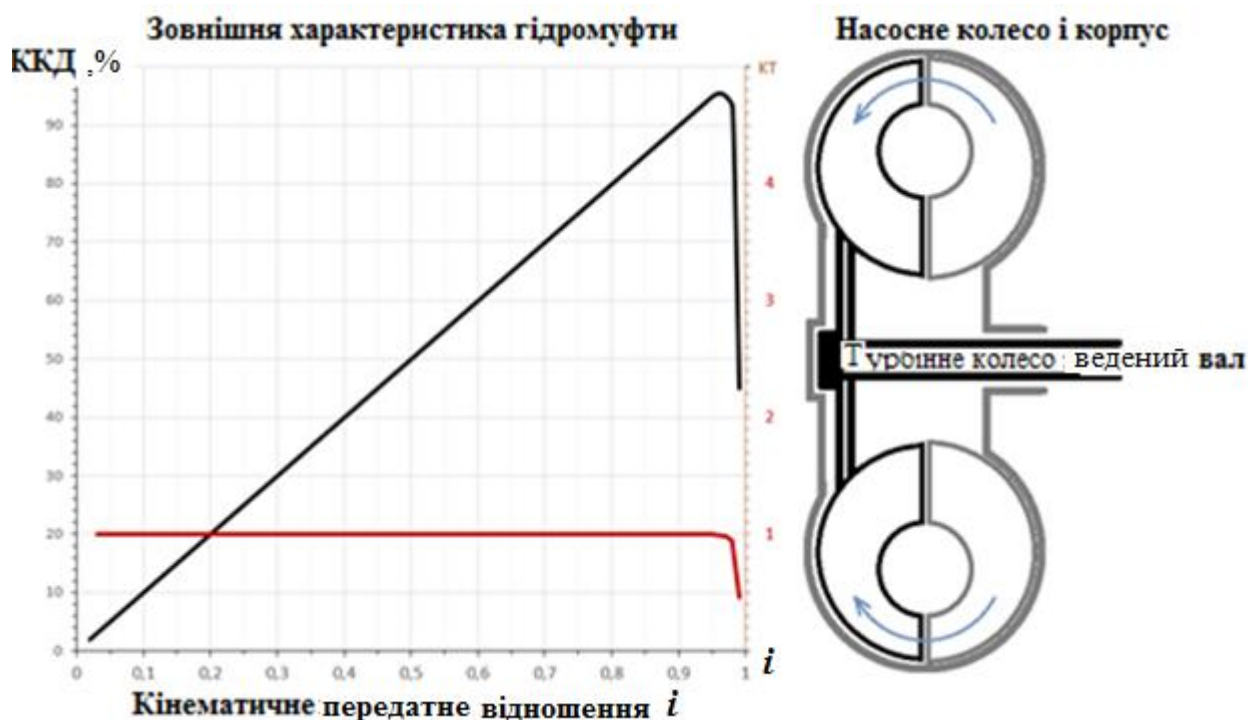


Рисунок 2.2 – Гідромуфта, зовнішня характеристика

Сірим кольором зображений корпус ГМ та насосне колесо. Чорним кольором зображено турбінне колесо та ведений вал. Блакитна стрілка вказує напрямом потоку рідини.

**Гідромуфта (ГМ)** – гідродинамічна передача не змінює крутний момент та складається з двох основних елементів: насосного колеса і турбінного колеса. Конструктивно обидва колеса зазвичай розташовані в загальному корпусі, причому насосне часто зблоковано з корпусом, а турбінне обертається всередині корпусу на підшипниках. Крутний момент тут подається на корпус ГМ, а знімається з веденого валу по центру ГМ [7,11,12]. ГМ не здатна змінювати величину переданого крутного моменту. На більшості режимів роботи ГМ крутний момент на турбінному колесі дорівнює крутному моменту, на насосному колесі (виняток – зона падіння ККД при кінематичному передатному відношенні близькому до 1). У випадку ККД ГМ більшості режимів роботи дорівнює передатному відношенню. Найвищі значення ККД ГМ перебувають у діапазоні 95-97%, що відповідає значенням кінематичних передатних відносин у діапазоні 0.95-0.97. У діапазоні вище цих значень ККД ГМ різко знижується і експлуатація ГМ за прямим призначенням не можлива.

### 2.2.2 Гідротрансформатор

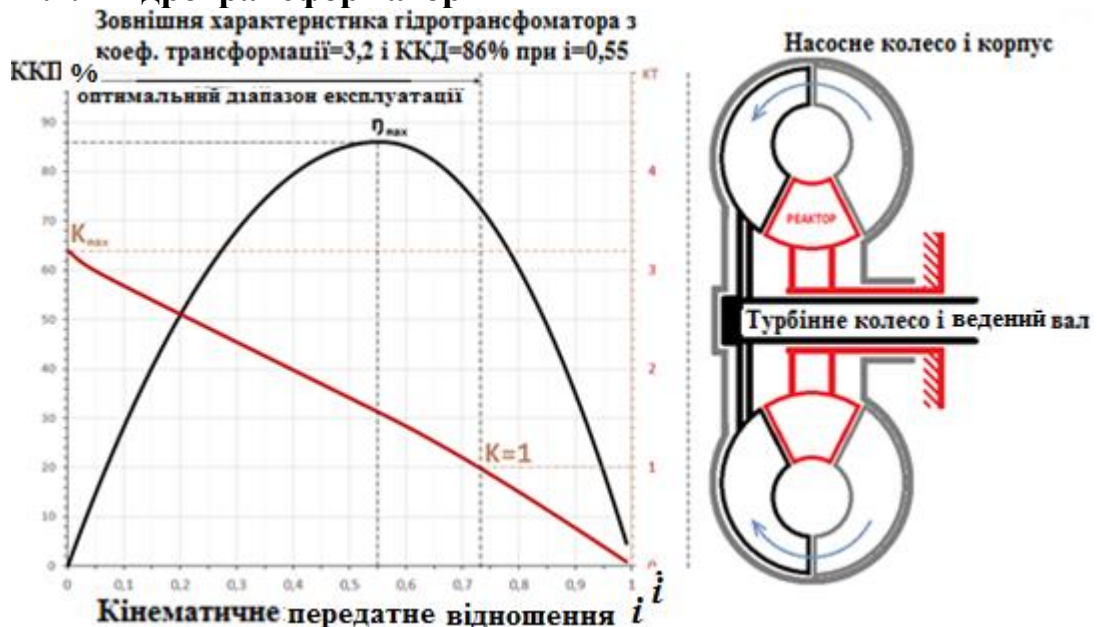


Рисунок 2.3 – ГТР, зовнішня характеристика

Сірим кольором зображений корпус ГТР та насосне колесо. Чорним кольором зображено турбінне колесо та ведений вал. Червоним кольором зображено нерухомий реактор. Блакитна стрілка вказує напрямок потоку рідини.

**Гідротрансформатор (ГТР)** – гідродинамічна передача, що перетворює переданий крутний момент за величиною ( $i$ , в деяких випадках, у напрямку), рис. 2.1, 2.3 [7,10-15].

ГТР складається з трьох основних елементів: насосного колеса, турбінного колеса та реакторного колеса (реактора). Конструктивно всі три елементи зазвичай розташовані в загальному корпусі, причому насосне часто зблоковано з корпусом, турбінне вільно обертається всередині корпусу на підшипниках, а реактор нерухомо закріплений на якійсь монтажній опорі поза корпусом і не може обертатися. Крутний момент тут подається на корпус ГТР, а знімається із з'єднаного з турбінним колесом веденого валу по центру ГТР. Подібна конструкція ГТР може вважатися канонічною, але є різні рідкісні нестандартні конструкції з рознесеними насосним і турбінним колесом.

ГТР здатний змінювати величину передається крутного моменту. Це відбувається саме за рахунок реактора, і в будь-якому ГТР величина крутного моменту на турбінному колесі дорівнює сумі моментів на насосному колесі і реактивного моменту на реакторі. Максимальне значення коефіцієнта трансформації у кожного ГТР своє, і в загальному випадку, чим вищий коефіцієнт трансформації, тим при меншому значенні кінематичного передавального відношення досягається найвищий ККД. Максимальне значення коефіцієнта трансформації визначається такими факторами конструктивного плану як: активний діаметр, тип та розташування коліс, кут нахилу лопатей. У всіх ГТР без винятку є такий діапазон, де значення коефіцієнта трансформації нижче одиниці. Це небажаний діапазон: значення ККД тут вкрай низькі, а тривала робота ГТР за прямим призначенням тут безглузда.

У сучасному навколотехнічному лексиконі та мовному побуті під ГТР зазвичай розуміється не ГТР, а комплексна гідродинамічна передача, хоча подібна підміна понять формально хибна. Англомовний термін - Torque Convertor.

### 2.2.3 Комплексна гідропередача

На рис. 2.4 показано зовнішню характеристику 2-фазної комплексної гідропередачі (графіки ККД та коефіцієнта трансформації), а також принципову схему конструкції. [7,10-15].

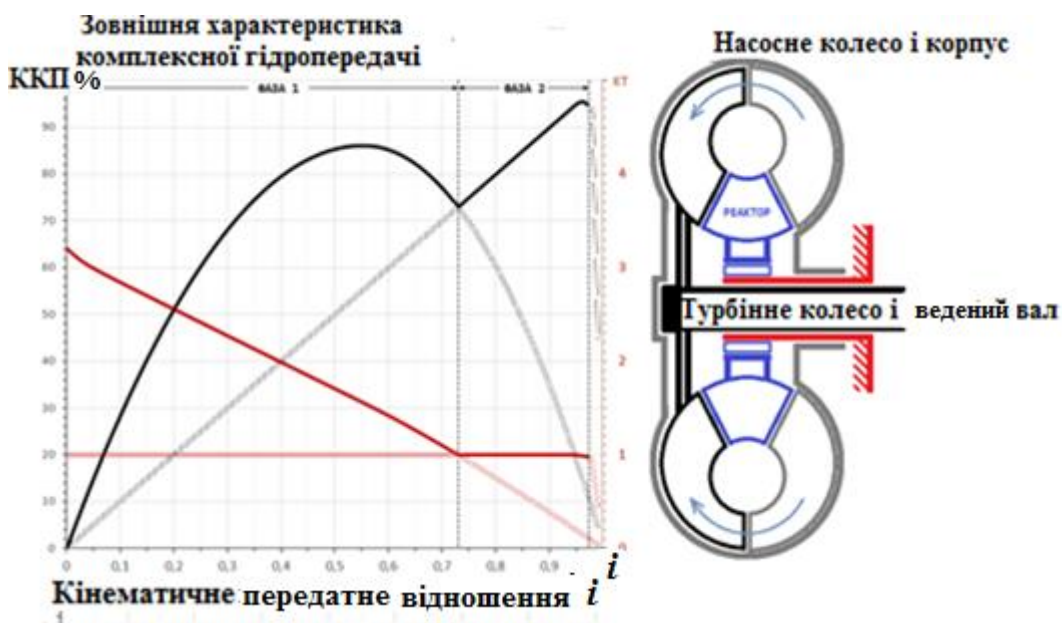


Рисунок 2.4 – Зовнішня характеристика 2-фазна комплексного ГДП

Комплексна ГДП як би з'єднує в собі ГМ та ГТР, здатна працювати в обох режимах, внаслідок чого має ширший діапазон високих значень ККД.

Характерною конструктивною особливістю комплексної ГДП є розташоване на муфті вільного ходу колесо рухоме реактора. Муфта вільного ходу дозволяє заклинювати реактор при роботі комплексної ГДП в режимі ГТР і звільняти в режимі ГМ, причому перехід з одного режиму на інший відбувається автоматично залежно від кінематичного віддаленого ГДП. Також особливістю комплексних ГДП є те, що в них зазвичай застосовуються доцентрові турбіни, у зв'язку з тим, що такі забезпечують достатню енергоємність при роботі комплексної ГДП в режимі ГМ.

Комплексна ГДП може мати один реактор або два, кожен із яких розташований на своїй муфті вільного ходу. Два реактори дозволяють отримати в одному корпусі два ГТР з відмінними характеристиками

трансформації крутного моменту. Це рішення дозволяє розширити зону високих значень ККД. Зовнішня характеристика такої комплексної ГДП складається із трьох характеристик елементарних ГДП. В іноземній технічній літературі такі комплексні ГДП називаються «трифазними».

### **2.3 Параметри гідродинамічних передач**

У контексті технічного опису тієї чи іншої ГДП така може бути оцінена за різними параметрами, у тому числі такими як:

#### **Потужність ГДП ( $N_{ГДП}$ , кВт)**

потужність на вхідній ланці ГДП

#### **Повний коефіцієнт корисної дії ГДП ( $\eta$ , %)**

відношення потужності на вихідній ланці до потужності на вхідній ланці.

#### **Передатне відношення ГДП ( $i$ )**

відношення частоти обертання вихідної ланки до частоти обертання вхідної ланки.

#### **Коефіцієнт трансформації крутного моменту ГДП ( $K$ )**

відношення крутного моменту вихідної ланки до крутного моменту вхідної ланки.

#### **Діапазон регулювання ГДП**

межі зміни передавального відношення при заданому навантаженні або межі зміни моменту, що крутить, при заданому передатному відношенні.

#### **Активний діаметр ГДП ( $D_a$ , м)**

максимальний діаметр робочої порожнини.

Крім оціночних параметрів, що однаково застосовуються до будь-якого типу ГДП, свої специфічні параметри мають як гідромуфти, так і гідротрансформатори, наприклад:

#### **Оптимальне передатне відношення ГТР ( $i^*$ )**

передаточне відношення на режимі максимального ККД .

**Коефіцієнт прозорості ГТР ( $\Pi$ )** – відношення максимального крутного моменту вхідної ланки ГТР на тяговому режимі до крутного моменту вхідної ланки на режимі роботи з коефіцієнтом трансформації рівному одиниці і постійній частоті обертання вхідної ланки.

**Ковзання ГМ ( $S$ )** різниця частот обертання вхідної та вихідної ланок, віднесена до частоти обертання вхідної ланки.

### **Коефіцієнт перевантаження ГМ ( $K_{пер}$ )**

відношення максимального крутного моменту до розрахункового крутного моменту ГМ.

Фактично, найчастіше в діаграмах характеристик ГДП на діапазоні передавальних відносин ( $i$ ) від 0 до 1 з усіх вищезгаданих параметрів широко використовуються лише три: графіки ККД ( $\eta$ ), коефіцієнт трансформації ( $K$ ) і коефіцієнт моменту вхідної ланки ( $\lambda$ ). Графік ККД є найважливішим оцінним питомим показником роботи будь-якої ГДП, другий показує перетворюючі властивості ГДП, а третій – питомі показники навантажувальної характеристики.

## **2.4. Гідромумфи [7,10-12]**

Гідродинамічною муфтою (ГМ) називається передача, що забезпечує гнучке з'єднання і передачу потужності з вхідного на вихідний вал при взаємодії робочої рідини з лопатями без зміни крутного моменту.

Лопаті робочих коліс ГМ, як правило, плоскі радіальні. Вони кріпляться до тороподібних напрямних поверхонь. У створеній ними робочій порожнині рухається потік рідини, який охоплює лопаті коліс (рідина рухається по замкненому колу із утворенням гідродинамічного ланцюга з поворотом потоку на 360°).

Конструкція ГМ наведена на рис. 2.5.

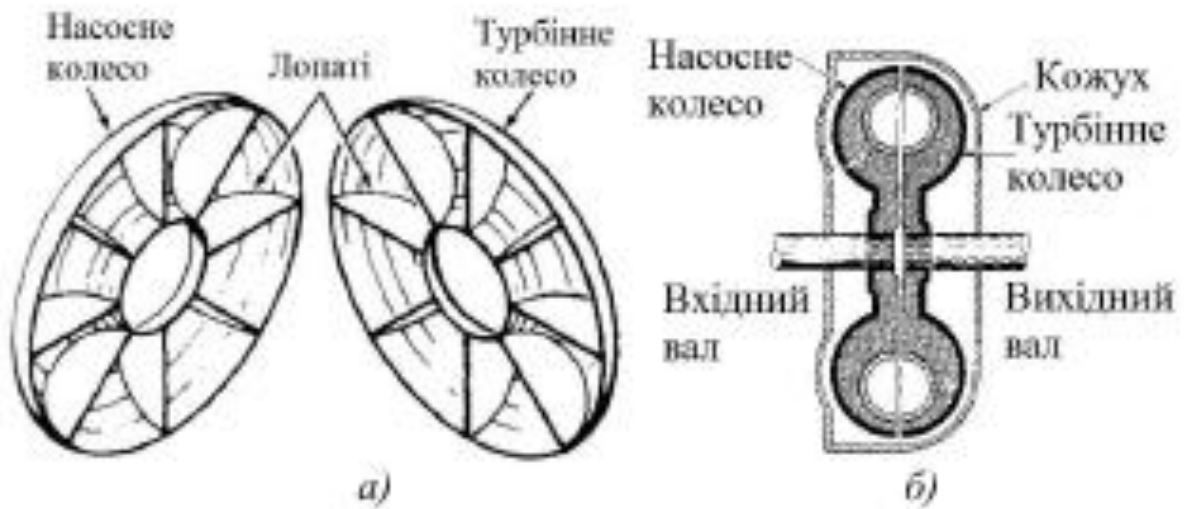


Рисунок 2.5 – Конструкція ГМ:

а) лопатеві колеса; б) меридіональний переріз

ГМ складається з насосного і турбінного коліс, які розміщені в заповненому рідиною загальному кожусі. Насосне колесо кріпиться на вхідному валу, а турбінне сполучене з вихідним валом ГМ. Між колесами жорсткий кінематичний зв'язок повністю відсутній, а потужність передається за допомогою рідини, що циркулює між насосним і турбінним колесами. Насосне і турбінне колеса ГМ приблизно однакової конструкції. Загальний ККД ГМ становить 87–98 %.

Принцип роботи ГМ полягає в тому, що насосне колесо 1 ГМ (рис.2.6) приводиться в обертання двигуном, з яким воно з'єднується через вхідний вал 5. Турбінне колесо 2 з'єднується з привідною машиною (насосом, коробкою передач і т. д.) через вихідний вал 4.

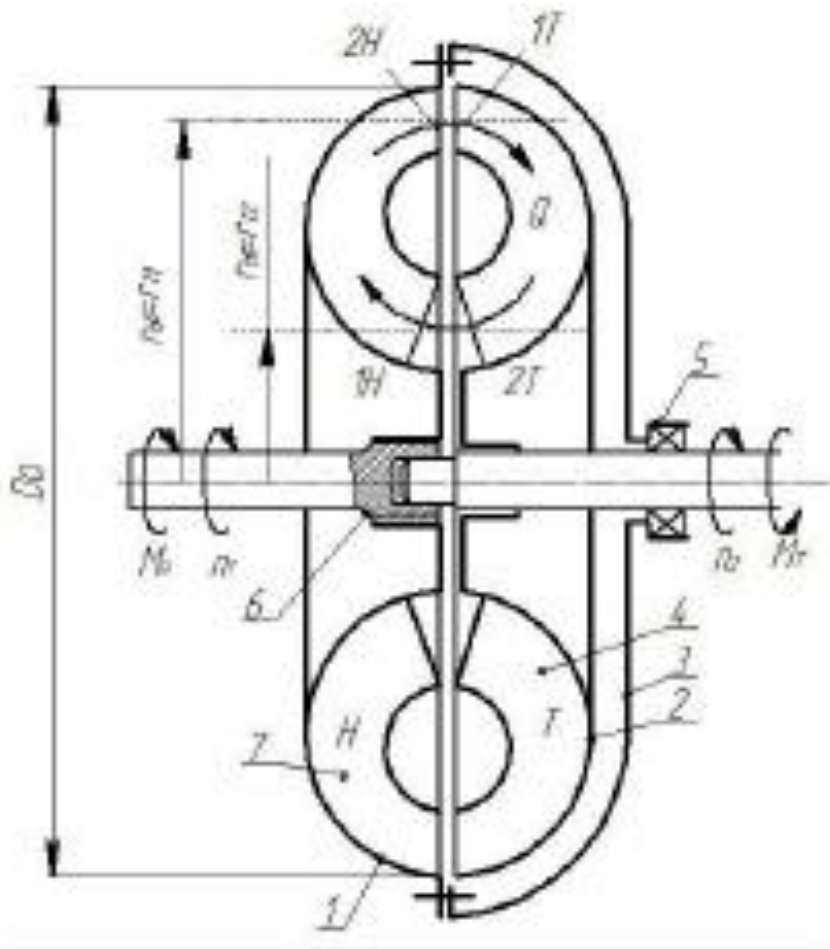


Рисунок 2.6 – Схема ГМ

Колеса розміщені в кожусі 3, який з'єднаний з насосним колесом фланцем. Лопаті в колесах знаходяться між двома торовими поверхнями, які утворюють робочу порожнину ГМ [11].

ГМ являє собою ізольовану механічну систему. На усталеному режимі роботи сума моментів, які прикладені до ГМ зовні, повинна дорівнювати нулю. До вхідного вала ГМ прикладений крутний момент  $M_1$  від двигуна, а до вихідного – момент опору  $M_2$  привідної машини. У корпусі за зовнішнім тором турбіни знаходиться рідина і виникає момент тертя  $M_B$  (вентиляційний момент) обертального корпусу 3 об середовище, що його оточує.

Отже,

$$M_1 - M_2 - M_B = 0 \quad (2.1)$$

Оскільки момент  $M_B$  зазвичай малий, приймають, що момент передається до привідної машини без змін його величини, тобто

$$M_1 \approx M_2 = M \quad (2.2)$$

Основна частина моменту  $M$ , позначимо її  $M_H$ , передається турбінному колесу потоком рідини, що знаходиться у міжлопатевих каналах. Величина крутного моменту  $M_H$  насосного колеса дорівнює зміні моменту кількості руху потоку, що виникає в результаті взаємодії з лопатями колеса. Момент, що витрачається двигуном на збільшення моменту кількості руху потоку в насосному колесі:

$$M_H = \rho Q (V_{uH2} r_{H2} - V_{uT2} r_{T2}) \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) показує, що величина моменту  $M_H$  пропорційна витраті рідини  $Q$  і збільшенню моменту швидкості потоку (збільшенню його закрутки)  $V_u r$ . У проміжках між лопатевими системами момент кількості руху потоку не змінюється. Тому його зменшення в турбінному колесі завжди дорівнює приросту в насосному колесі. Невелика частина моменту передається за рахунок тертя.

Наприклад, рідина в зазорі між корпусом 3 і поверхнею турбінного колеса 2 захоплюється в обертання тертям об корпус 3 і гальмується в результаті тертя об зовнішню поверхню турбінного колеса 2. При цьому передається деякий момент вихідному валу  $M_{ДК}$ . Момент передається і за допомогою тертя в підшипниках і ущільненні вхідного  $M_{мех1}$  та вихідного  $M_{мех2}$  валів.

Таким чином,

$$\begin{aligned} M_1 &= M_n + M_{ДК} + M_{mex1} \\ M_2 &= M_T + M_{ДК} + M_{mex2} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Передача моменту від двигуна як у результаті дії потоку, так і в результаті тертя відбувається лише під час обгону турбінного колеса насосним, коли  $\omega H > \omega T$ . Оскільки величина моменту кількості руху потоку, що виникає в результаті взаємодії з лопатями колеса, набагато перевищує величину моменту, який передається за рахунок тертя, можна вважати, що

$$M_1 = M_H = M \text{ і } M_2 = M_T = M \quad (2.5)$$

ГМ постійно заповнена рідиною. При обертанні насосного колеса рідина, що знаходиться між його лопатями, під дією відцентрової сили спрямовується до периферійної частини, і завдяки зігнутій формі поперечного перерізу насосного колеса витікає із нього і відразу ж потрапляє в турбінне колесо (рис. 2.7), де рідина віддає турбінному колесу частину своєї енергії. У результаті турбінне колесо починає обертатися. Рідина, що знаходиться у насосному і турбінному колесах, виконує складний рух: переносний – під час обертання разом із насосним колесом, і відносний – під час руху між лопатями від його внутрішньої частини до периферії. У результаті на виході з насосного колеса абсолютна швидкість потоку рідини визначається векторною сумою швидкостей переносного і відносного рухів. Частина енергії потоку рідини, яка визначається його переносною швидкістю, передається через лопаті турбінному колесу. Очевидно, що кінетична енергія переносного руху рідини не може бути передана турбінному колесу без наявності відносного руху рідини. Проте поява вектора відносної швидкості призводить до того, що рідина натікає

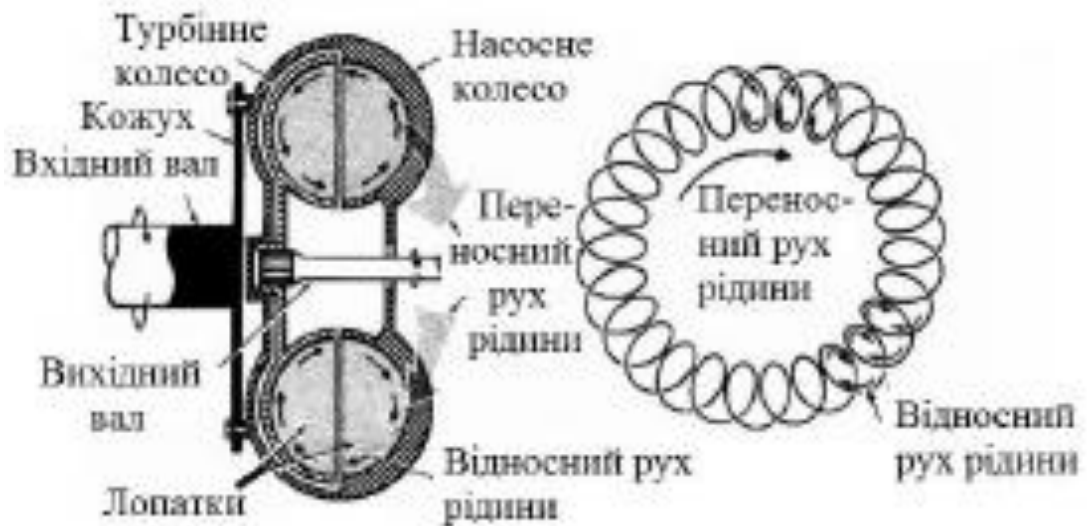


Рисунок 2.7 – Схема руху рідини у лопатевих колесах

на лопаті турбінного колеса не під прямим кутом, а під деяким іншим кутом. Величина і напрям вектора абсолютної швидкості рідини змінюються залежно від співвідношення кутових швидкостей насосного і турбінного коліс ГМ (рис. 2.8).

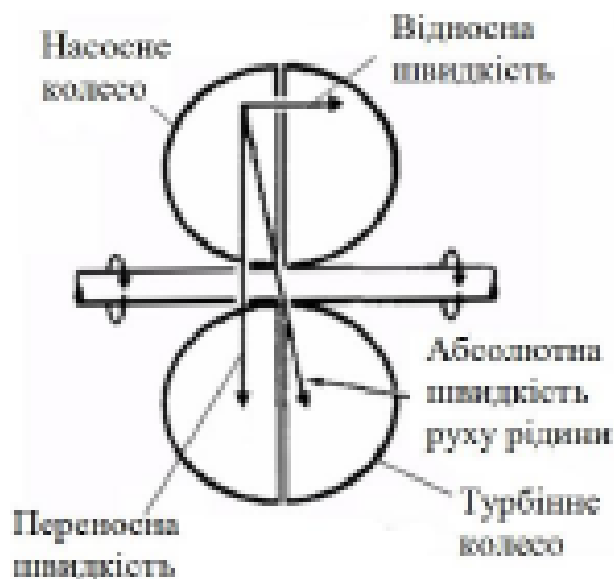


Рисунок 2.8 – Розподіл швидкостей у робочій порожнині

Величина крутного моменту на турбінному колесі визначається кінетичною енергією переносного руху рідини, величина якої пропорційна квадрату частоти обертання насосного колеса або вала двигуна. Якщо кутова швидкість одного з коліс гідромуфти набагато більша від кутової

швидкості іншого колеса, то, як показують дослідження, потік рідини в крузі циркуляції стає турбулентним, що приводить до значного зниження ККД гідромуфти. Перехід ГМ із стану ковзання в стан передачі повного крутного моменту відбувається швидко та ефективно.

#### 2.4.1 Основні параметри і показники ГМ [12]

До основних показників ГМ відносять:

*кінематичні, силові, енергетичні та економічні показники.*

*Кінематичні показники ГМ:*

$n_1$  і  $n_2$  – частота обертання вхідного і вихідного валів;

$\omega_1$ ,  $\omega_2$ . – кутові швидкості вхідного і вихідного валів;

$i = n_2/n_1$  – передатне відношення;

$s$  – ковзання ГМ

**Ковзанням** називається відношення різниці швидкостей обертання вхідного і вихідного валів до швидкості обертання вхідного вала:

$$S = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1 = 1 - \omega_2 / \omega_1 \quad (2.6)$$

Таким чином,  $S = 1 - i$ . (2.7)

*Силові показники ГМ:*

$M_1$  і  $M_2$  – крутні моменти на вхідному і вихідному валах ( $M_1 = M_2$ ).

*Енергетичні показники ГМ:*

$N_1 = \omega_1 M_1$  – потужність на вхідному валу;

$N_2 = \omega_2 M_2$  – потужність на вихідному валу.

*Економічні показники ГМ:*

$\eta = N_2/N_1$  – повний ККД:

$$\eta = \omega_2 M_2 / \omega_1 M_1 = 1 \quad (2.8)$$

#### 2.4.2 Основні конструктивні схеми та класифікація ГМ

ГМ можуть бути як із тором, так і без нього, а також розрізнятися формами лопатей коліс. Конструктивні схеми ГМ

показано на рис. 2.9.

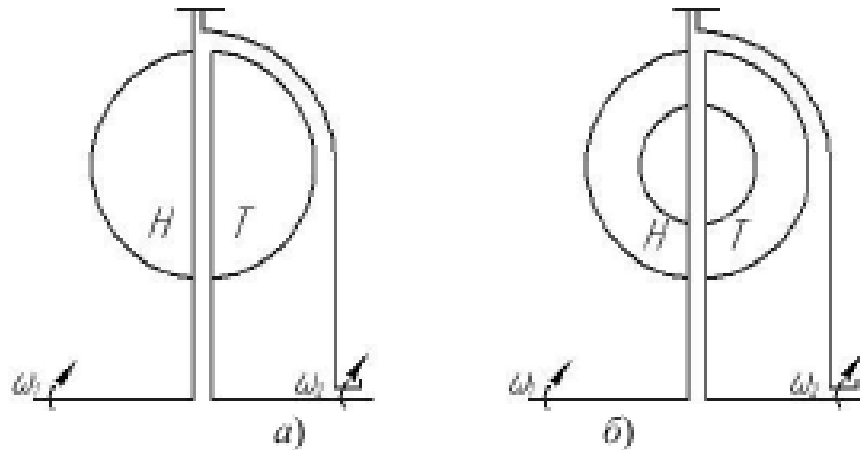


Рисунок 2.9 – Конструктивні схеми ГМ:

а) без тора; б) із тором

Між внутрішнім і зовнішнім торами розміщені лопаті. Найбільший розмір робочої порожнини називається активним діаметром  $D_a$ , а найменший – втулковим  $D_0$ . Насосне і турбінне робочі колеса у зазначених конструкціях ГМ виконані симетричними. Але можливе використання ГМ з несиметричними робочими колесами.

#### *Приклад розрахунку гідромуфти*

Розглянемо приклад розрахунку нової ГМ з урахуванням прототипу, тобто. з використанням теорії подоби. Активний діаметр буде визначено з формули:

$$D = 5 \sqrt{\frac{M}{n_n^2 A}}$$

Для визначення діаметра нової ГМ за цією формулою необхідно визначити значення крутного моменту  $M$  і швидкості обертання  $n_s$  при максимальній потужності двигуна, з яким працюватиме ГМ. Коефіцієнт  $A$  визначають вищенаведеної формули, для чого підставляють в цю формулу значення  $M$  відпрацьованої ГМ, а також  $n_n$  при максимальній потужності двигуна, з яким вона працювала.

Так, наприклад, якщо гідромуфта з діаметром  $D_1=360$  мм працює з приводним двигуном, що розвиває крутний момент  $M_1 = 200$  Нм при швидкості обертання  $n_n = 1460$  об/хв, то активний діаметр моделі цієї гідромуфти при встановленні її на двигуні з крутним моментом  $M_2 = 300$  Нм і  $n_n = 2900$  об/хв буде

$$\frac{300}{200} = \frac{0,36^5 1460}{D_2^5 2900}$$

звідки

$$D_2 = \frac{200}{300} 0,36^5 = 0,32 \text{ м}$$

Усі лінійні розміри нової ГМ зменшуються в масштабі 360: 320, тобто в 1,1 рази.

Розрахунок ГМ методом подібності завдяки своїй простоті є найпоширенішим. Його недолік полягає у необхідності мати експериментальні дані геометрично подібної моделі. Крім того, метод подібності обмежує вибір типу робочих каналів ГМ.

Остаточні параметри ГМ встановлюють дослідним шляхом.

Основні розміри простої ГМ пропонується встановити з конструктивних міркувань таким чином.

Діаметр валу гідромуфти визначається за умови міцності на кручення:

$$d = 0.0105 \left( \frac{N_n}{n_n} \right)^{1/3}, \text{ м}$$

де  $Nn$  – потужність на валу насоса, кВт.

Внутрішній діаметр кола циркуляції вибирається щонайменше двох діаметрів валу насосного колеса (рис. 2.10, 2.11 )

$$d_1 = 2d.$$

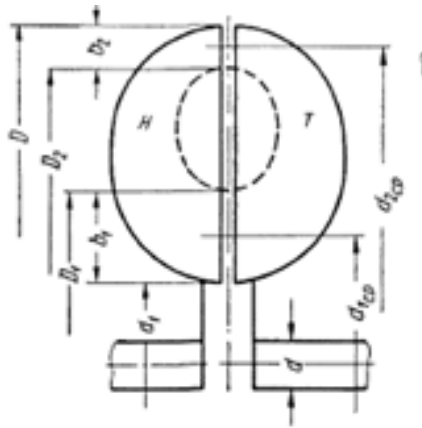


Рисунок 2.10 - Основні розміри робочого колеса ГМ

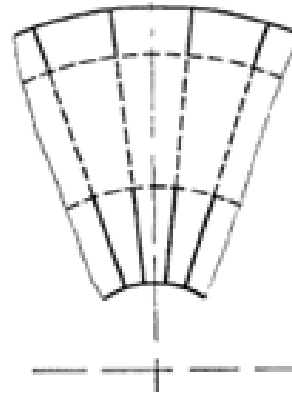


Рисунок 2.11 - Бічна проекція робочого колеса ГМ

Знаючи витрату рідини та вхідну швидкість  $C_m$ , знаходимо потрібний робочий переріз входу в насос

$$F = \frac{Q}{C_m}$$

Найбільший діаметр при вході в насосне колесо у безлопатевому просторі  $D_1$  (зовнішній діаметр вхідних кромek насоса) визначається з рівняння витрати

$$Q = \frac{1}{4}(D_1^2 - d_6^2)\pi C_m$$

Звідки

$$D_1 = \left(\frac{4Q}{\pi C_m} + d_6^2\right)^{0,5}$$

або

$$D_1 = \frac{1}{\pi}(4F_n + d_6^2)\pi C_m$$

де  $d_6$  – діаметр втулки насосного колеса приймається рівним  $(1,5...2,0) d$ .

Середній діаметр насосного колеса на вході

$$d_{1cp} = 0,5 (D_1 + d).$$

Ширина каналу насосного колеса на вході

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 C_m}.$$

Приймаючи ККД насосного колеса рівним 0,98...0,99, знаходимо діаметр насосного колеса для середньої лінії потоку при виході

$$d_{2cp} = \frac{60u_{2n}}{\pi n_n}$$

Ширина каналу при виході з насосного колеса визначиться з рівняння витрати

$$b_2 = \frac{Q}{\pi d_1 C_{2cp}}$$

Активний діаметр ГМ

$$D = D_2 + b_2.$$

Внутрішній діаметр вихідних кромek насоса (вхідних кромek турбіни)

$$D_2 = D - b_2.$$

Після визначення активного діаметра гідромуфти решта розмірів кола циркуляції перебувають у частках активного діаметра. Ці розміри для гідромуфти з тором наведені на рис. 2.12, а без тора – на рис. 2.13. Активний діаметр гідромуфти прийнято за одиницю.

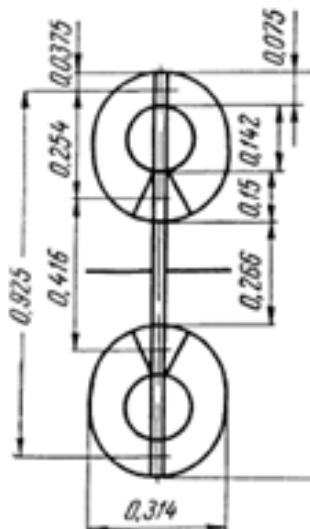


Рисунок 2.12 - Співвідношення розмірів ГМ з тором

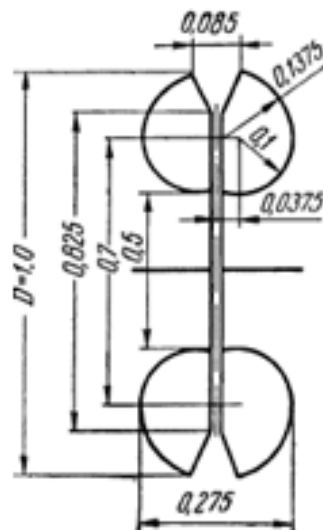


Рисунок 2.13- Співвідношення розмірів ГМ без тора

### 2.4.3 Класифікаційна схема видів ГМ [12]

Класифікаційна схема видів гідромуфт наведена на рис. 2.14

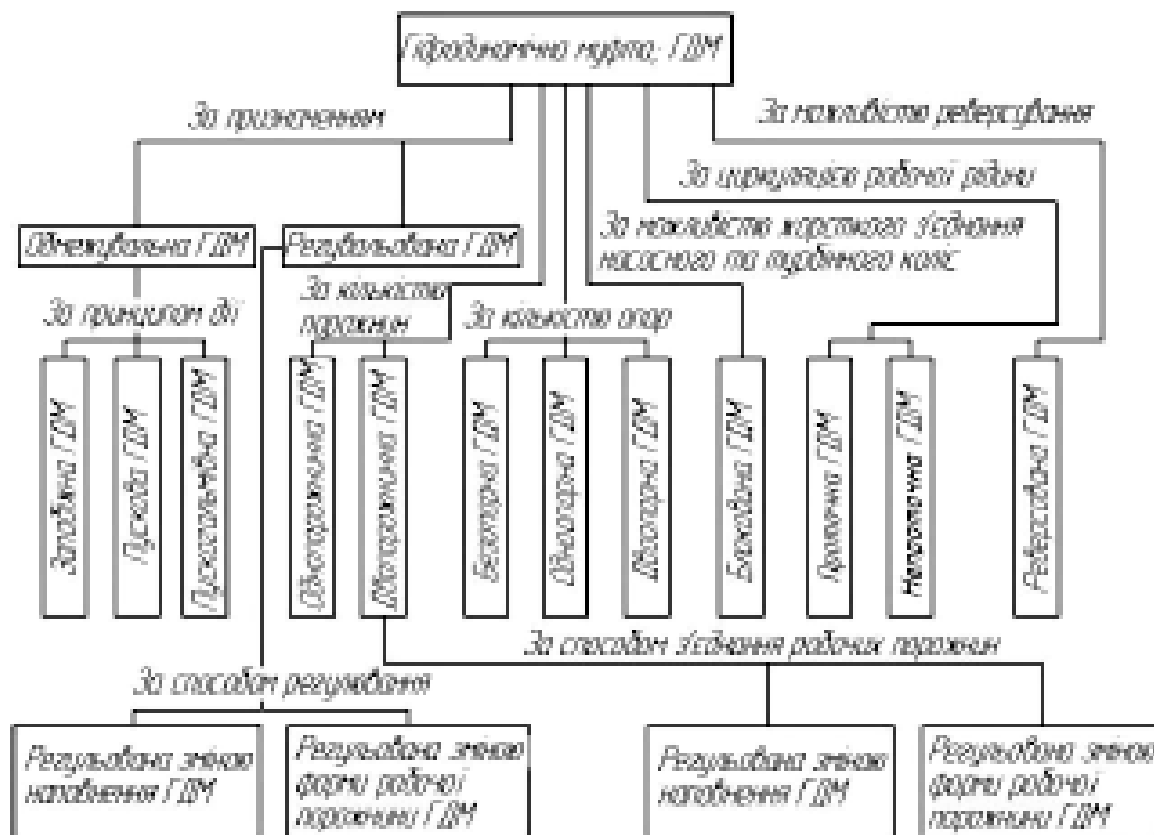


Рисунок 2.14 – Класифікаційна схема видів ГМ

### 2.4.4 Класифікація ГМ за призначенням

При класифікації ГМ за призначенням необхідно виділяти основну функцію, для виконання якої ГМ застосовують у приводі. Залежно від призначення ГМ поділяють на обмежувальні та регульовані.

Обмежувальна ГМ призначена для обмеження величини передаваного крутного моменту. Обмежувальні ГМ можна поділити на запобіжні, пускові і пускогальмівні.

*Запобіжна ГМ* призначена для захисту двигуна на ustalених режимах роботи від раптових перевантажень. Така ГМ дає можливість двигуну продовжувати працювати при примусовому зупиненні виконавчого органа привідної машини.

*Пускова ГМ* призначена для захисту двигуна від перевантажень у процесі пуску привідної машини з великими моментами інерції обертових частин. ГМ дозволяє двигуну відразу після пуску набрати частоту обертання, близьку до номінальної, і створити момент, який не перевищує допустимого значення упродовж усього розгону незалежно від частоти обертання виконавчого органа.

*Пускогальмівна ГМ* – це реверсована обмежувальна ГМ, яка призначена для пуску та гальмування привідної машини.

Регульована ГМ призначена для регулювання кутової швидкості виконавчого органа привідної машини, що дозволяє змінювати характеристику ГМ.

За способом регулювання ГМ поділяють на регульовані зміною наповнення та регульовані зміною форми робочої порожнини.

Регульованою зміною наповнення називається ГМ, у якій регулювання частоти обертання вихідного вала досягається зміною наповнення робочої порожнини.

Регульованою зміною форми робочої порожнини називається ГМ, у якій регулювання частоти обертання вихідного вала досягається зміною форми робочої порожнини (за допомогою шибера, поворотних лопатей та ін.). Конструкція ГМ в основному визначається її призначенням.

#### **2.4.5 Класифікація ГМ за конструктивними ознаками**

Необхідно виділити декілька конструктивних ознак, які є підставою для класифікації ГМ.

1. Наявність зовнішньої циркуляції робочої рідини. За такою ознакою ГМ поділяють на проточні і непроточні.

*Проточна ГМ* – це ГМ, у внутрішніх порожнинах якої здійснюється протікання робочої рідини за рахунок зовнішньої системи живлення для охолодження її або регулювання частоти обертання вихідного вала.

*Непроточна ГМ* – це ГМ, у внутрішніх порожнинах якої знаходиться незмінна в процесі роботи кількість робочої рідини.

## 2. Заповнення робочої порожнини ГМ рідиною.

ГМ виконуються з постійним заповненням та із змінним заповненням робочої порожнини.

ГМ з постійним заповненням можна поділити на повністю заповнені і частково заповнені. У перших ГМ на всіх режимах робоча порожнина повністю заповнена рідиною, а в других – частково.

До ГМ із змінним заповненням відносять ГМ з внутрішнім самовипорожненням, що характеризуються тим, що із зміною навантаження змінюється кількість рідини в робочій порожнині.

## 3 Кількість робочих порожнин. ГМ виконують з однією і з двома робочими порожнинами (однопорожнинні і двопорожнинні).

## 4 Наявність або відсутність власних опор. Безопорна ГМ не має власних опор і кріпиться на валу двигуна або на валу привідної машини. В одноопорній ГМ одна лопатева система має власну опору, а інша – кріпиться на валу двигуна або на валу привідної машини. У двоопорних ГМ обидві лопатеві системи кріпляться на своїх опорах.

## 5. Наявність блокування. За цією ознакою ГМ поділяють на блоковані і неблоковані.

У блокованій ГМ є пристрій, який на заданому режимі роботи блокує між собою насосне та турбінне колеса, тобто відбувається жорстке з'єднання вхідного і вихідного валів. Після цього через рідину енергія не передається.

Вище перелічені лише основні конструктивні ознаки, які характеризують ГМ. Щоб охарактеризувати гідромуфту, необхідно зазначити її призначення і послідовно перелічити основні конструктивні ознаки. Наприклад, пускова протічна повністю заповнена однопорожнинна ГМ на власних опорах або пускогальмівна нерегульована непротічна однопорожнинна, самовипорожнювальна, блокована ГМ, встановлена на валу двигуна і працює на воді. Як бачимо з останнього прикладу, іноді у визначенні зазначають характерні для даної ГМ конструктивні ознаки.

#### 2.4.6 Режими роботи ГМ [12]

ГМ можуть працювати на тяговому, гальмівному і зворотному режимах.

*Тяговий режим* – режим роботи, при якому потужність передається за допомогою ГМ від двигуна до привідної машини (рис. 2.15).

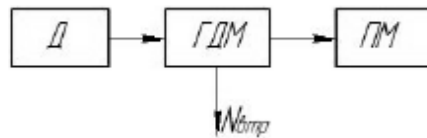


Рисунок 2.15 – Структурна схема роботи ГМ

на тяговому режимі (Д – двигун, ПМ – привідна машина)

Характерні точки зовнішньої характеристики ГМ на тяговому режимі подані на рис. 2.16.

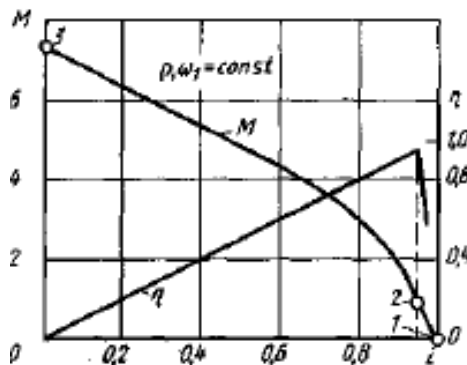


Рисунок 2.16– Зовнішня характеристика ГМ на тяговому режимі

**Точка 1** – режим холостого ходу, коли зовнішнє навантаження відсутнє. ГМ разом із рідиною обертається як одне ціле. При цьому циркуляція рідини відсутня. Момент передається лише за рахунок механічного тертя у підшипниках та ущільненні. Практично режим трапляється дуже рідко.

Показники режиму:

$$\begin{aligned} M=0, N_1 = N_2 =0, N_{\text{менл}} =0, \eta =0, \\ s =0, Q(V_m)=0, \omega_1 = \omega_2, i =0. \end{aligned} \quad (2.9)$$

У точці 1 ККД дорівнює нулю, але біля цієї точки – може досягати 1.

**Точка 2** характеризує номінальний (розрахунковий) режим. Характерним показником, що визначає точку 2, є максимальний ККД  $\eta^*$ . Залежно від типу машин, на яких застосовуються гідromуфти, цей коефіцієнт задають в межах 0,95–0,98. На номінальному режимі ГМ передає порівняно малий момент.

Показники номінального режиму:

$$\begin{aligned} \omega^*_2 = \omega^*_1 i, s = 1-i, N^*_1; N^*_2 = M^*_2 \eta, \\ N_{\text{менл}} = (1-\eta^*) N^*_1, Q^* V^*_m F, \\ H^*_H, H^*_T = H^*_H \eta^*. \end{aligned} \quad (2.10)$$

**Режим при  $1 > \geq 0,94$**  (зона режимів роботи між точками 1 і 2 – зона нормальних навантажень ГМ). Двигун працює в режимі недовантаження або в номінальному режимі. Момент передається, головним чином, завдяки циркуляції рідини. Втрати у ГМ невеликі порівняно з потужністю, що передається.

**Режим при  $0,94 > i > 0$**  (зона між точками 2 і 3 – зона перевантажень). У цьому інтервалі при зменшенні  $i$  потужність, що підводиться, та крутний момент збільшуються та можуть досягти максимуму; потужність на вихідному валу досягає максимуму, а потім зменшується до нуля. Втрати збільшуються. Такий режим має місце при розгоні і перевантаженні системи.

**Точка 3** – *стоповий режим*, коли вихідний вал зупинений. Точка 3 характеризує стоповий режим роботи, тобто турбінне колесо нерухоме:  $n_T = 0$ . Основна величина моменту, що передається, виникає в результаті циркуляції рідини. Але стає помітним момент, що передається завдяки тертю рідини. Стоповий режим має місце при пуску системи під навантаженням у перший момент розгону, а також при тривалому перевантаженні. Робота на стоповому режимі або близькому до нього супроводжується перегрівом ГМ. Показники стопового режиму:

$$\begin{aligned} \omega_2 = 0, \quad \omega_1 = const, \quad i = 0, \quad N_2 = 0, \quad \eta = 0, \\ M_{max}, N_{1max}, N_{тепл} = N_{max}, Q_{max} = v_{тmax} F, \\ N_{Hmax}, \quad H_T = 0, \quad s = 1. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Цей режим є найбільш напруженим у тепловому відношенні, оскільки вся потужність двигуна перетворюється на тепло. Розглянемо зв'язок режимів роботи ГМ з умовами руху машини. Як приклад розглянемо рух автомобіля, у приводі якого встановлена ГМ:

- а) автомобіль не рухається, двигун працює, зчеплення вимкнене – холостий хід ГМ (точка 1);
- б) автомобіль рухається з максимальною швидкістю по рівній дорозі – номінальний режим роботи ГМ (між точками 1 і 2);
- в) автомобіль рухається вгору – зона режимів між точками 2 і 3;
- г) автомобіль не рухається через непереборну перешкоду (потрапив у бруд), колеса не обертаються, двигун розвиває максимальний момент – стоповий режим роботи ГМ (точка 3).

*Гальмівний режим* – режим роботи, при якому потужність підводиться до ГМ як із боку двигуна, так і з боку привідної машини або з боку одного з них при зупиненому іншому (рис. 2.17). У всіх цих випадках відбувається сповільнення (гальмування) привідної машини.

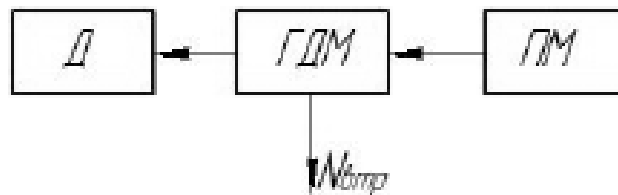


Рисунок 2.17 – Структурна схема роботи ГМ на обгінному режимі  
(Д – двигун, ПМ – привідна машина)

Розрізняють два види гальмівних режимів: обгінний і режим протиобертання.

*Обгінний режим* ( $i > 1$ ). Обгінний режим настає, коли вихідний вал обертається швидше, ніж вхідний. При цьому насосне колесо починає виконувати роль турбінного. Напрямок руху рідини в робочій порожнині ГМ змінюється і енергія передається у зворотному напрямі, тобто від привідної машини до двигуна (рис. 2.18). Передачі енергії сприяє момент механічного тертя у підшипниках і ущільненнях.

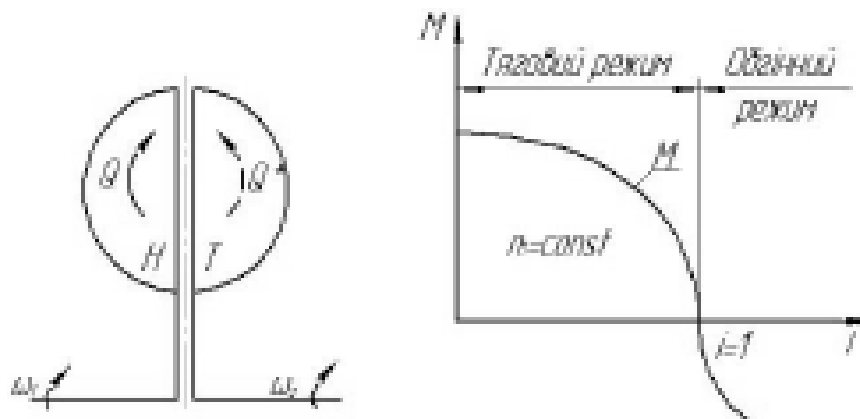


Рисунок 2.18– Циркуляція рідини у робочій порожнині і зовнішня характеристика ГМ на обгінному режимі

При обгінному режимі на вхідному валу ГМ знак крутного моменту змінюється на протилежний, а напрям його обертання відповідає тяговому режиму роботи.

Показники обгінного режиму:

$$\omega_2 > \omega_1, i > 1, s < 0, Q < 0, M < 0, N_1 < 0. \quad (2.12)$$

*Обгінні режими* частіше за все трапляються у приводах підймальних і транспортних машин. На обгінному режимі ГМ, яка встановлена у приводі автомобіля, працює під час руху з гори на прямій передачі або при ввімкненні знижувальної передачі під час руху по рівній дорозі. Насосне колесо при отриманні енергії від двигуна перешкоджає збільшенню частоти обертання турбінного колеса і гальмує рух з'єднаної з ним привідної машини. ГМ ефективно передає потужність як на тяговому, так і на обгінному режимі. Робота ГМ на обгінному режимі характеризується рівнянням балансу питомої енергії у вигляді

$$-H_{tH} + H_{tT} - \Sigma h_{втр} = 0, \quad (2.13)$$

де  $H_{tH}$  – теоретичний напір за насосним колесом (береться із негативним знаком, оскільки фактично напір створюється турбінним колесом, а насосне колесо творює «протинапір»);

$H_{tT}$  – теоретичний напір за турбінним колесом;

$\Sigma h_{втр}$  – сумарні втрати напору.

Залежність  $M = f(i)$  при  $\omega_1 = \text{const}$  наведена на рис. 2.18.

Граничним випадком обгінного режиму є режим динамічного гальмування, або, як його називають, *гідрогальмівний режим*. На цьому режимі насосне колесо нерухоме ( $\omega_1 = 0$ ) і гідромуфта працює як лопатеві гідрогальма.

Зовнішня характеристика  $M = f(\omega_2)$  є квадратичною параболою, нахил якої залежить від конструкції лопатевої системи гідромуфти і властивостей робочої рідини (рис. 2.19).

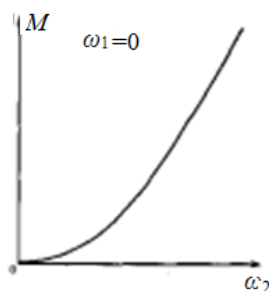


Рисунок 2.19 – Зовнішня характеристика ГМ на режимі динамічного гальмування

На цьому режимі гідromуфта працює у приводі автомобіля при спуску його у важких гірських умовах, коли за допомогою спеціального пристрою її насосне колесо загальмовується.

**Режим протиобертання** – гальмівний режим, при якому вхідний і вихідний вали обертаються в різні боки. На режимі протиобертання потужність до гідromуфти підводиться як від двигуна, так і від привідної машини (рис. 2.20).

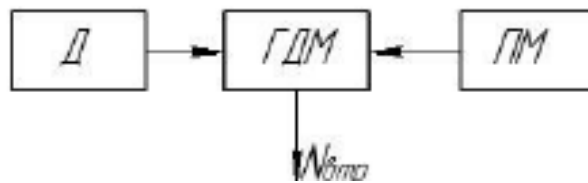


Рисунок 2.20 – Структурна схема роботи гідromуфти на режимі протиобертання (Д – двигун, ПМ – привідна машина)

На режимі протиобертання гідromуфта у приводі автомобіля працює під час руху заднім ходом при ввімкненій прямій передачі (автомобіль не може подолати крутий підйом). У цьому режимі турбінне колесо примусово обертається убік, протилежний напрямку обертання насосного колеса, тобто енергія підводиться до гідromуфти з двох боків і вся перетворюється у тепло. У більшості гідromуфт величина моменту, обумовленого циркуляцією рідини, в інтервалі  $-1 < i < 0$  із зменшенням  $i$  зменшується, а абсолютна величина втрат досягає максимуму. Показники цього режиму:

$$\omega_2 < 0, i < 0, s > 1. \quad (2.14)$$

Насосне колесо працює в насосному режимі, а турбінне – у гальмівному, при якому енергія, що підводиться до нього від привідної машини, витрачається на гальмування потоку рідини у робочій порожнині. Тобто на режимі протиобертання об'ємна подача гідromуфти

$$Q = Q_H - Q_T, \quad (2.15)$$

де  $Q_H$ ,  $Q_T$  – подача відповідно насосного і турбінного коліс.

Повна зовнішня характеристика гідромумфи на тяговому, гальмівному і зворотному режимах роботи подана на рис. 2.21.

Із рисунка 2.21 бачимо, що момент гідромумфи на режимі протиобертання при збільшенні частоти обертання турбінного колеса різко зменшується. Це пояснюється інтенсивним зменшенням подачі. Робота гідромумфи на режимі протиобертання характеризується рівнянням балансу енергії у вигляді

$$N_{tH} + N_{tT} - \Sigma h_{втр} = 0, \quad (2.20)$$

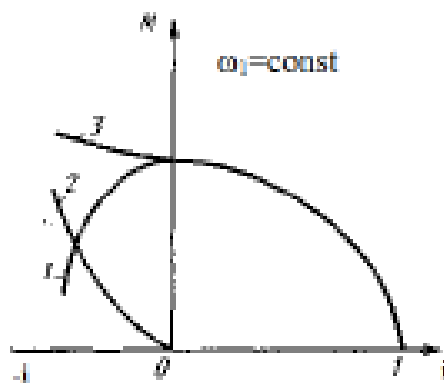


Рисунок 2.21 – Зовнішні характеристики:  
1 – ГМ на тяговому режимі і режимі протиобертання;  
2 – гідрогальм; 3 – гідрогальм і ГМ при спільній роботі

Повна зовнішня характеристика ГМ на тяговому, гальмівному і зворотному режимах роботи подана на рис. 2.22.

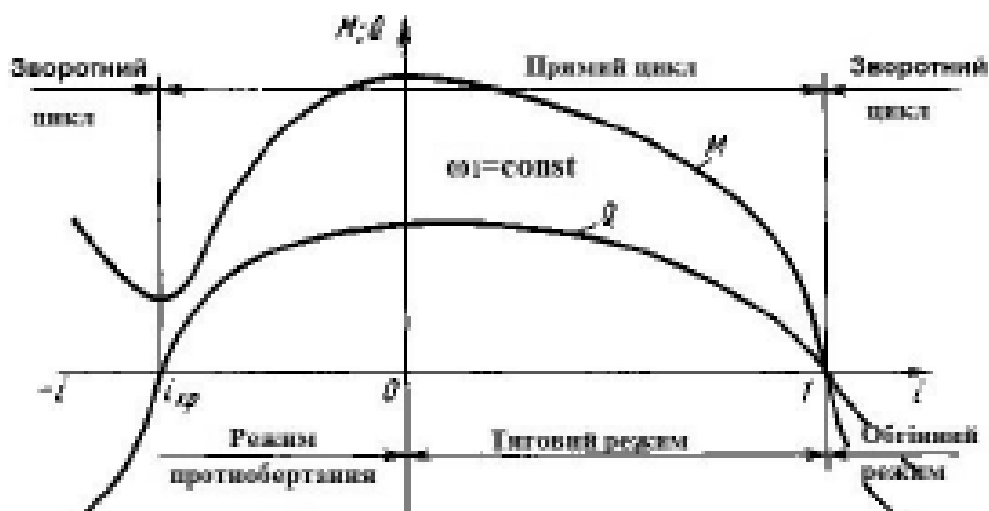


Рисунок 2.22 – Повна характеристика ГМ

### 2.4.7. Спільна робота ГМ з приводним двигуном

#### *a) Спільна робота гідромуфти з асинхронним електродвигуном*

Характеристики спільної роботи двигуна та ГМ є поєднанням їх характеристик на одному графіку. За характеристикою спільної роботи можна визначити всі необхідні параметри, що характеризують режим роботи ГМ з конкретним двигуном. У нафтопромисловій та гірничій промисловості найбільше застосування знаходять асинхронні електродвигуни із короткозамкненим ротором. Недоліком цих двигунів є малий пусковий момент, що вимагає спеціальних пристроїв для запуску електродвигуна під навантаженням. Крім того, такий електродвигун має вузькі межі зміни робочої швидкості та крутного моменту. Особливо важкі умови роботи асинхронного електродвигуна в машинах зі змінним та інерційним навантаженням. У цьому випадку пуск двигуна супроводжується тривалою та глибокою зміною ковзання, що призводить до його перегріву. Значне поліпшення характеристики електродвигуна, що розглядається, досягається застосуванням ГМ.

На рис.2.23 показано характеристику асинхронного електродвигуна під час роботи з ГМ. При пуску двигуна 100 % момент, що передається ГМ (крива 1), зростатиме по квадратичній параболі  $M = f(n^2)$ . Перетин цієї кривої з характеристикою електродвигуна 2 (точка а) визначає швидкість обертання електродвигуна. Двигун при цьому виходить на жорстку частину характеристики при великому значенні моменту та швидкості обертання. Якщо навантаження на машині дорівнюватиме моменту, що передається ГМ в точці а, то почнеться обертання валу цієї машини і швидкість електродвигуна швидко досягне номінального значення. Завдяки цьому зменшиться час споживання пускового струму та нагрівання електродвигуна. При навантаженні вище моменту, що передається ГМ, машина не працюватиме. Якщо навантаження буде нижче цього моменту, наприклад  $M_0$ , то обертання машини почнеться раніше, при цьому момент навантаження двигуна визначатиметься характеристикою ГМ.

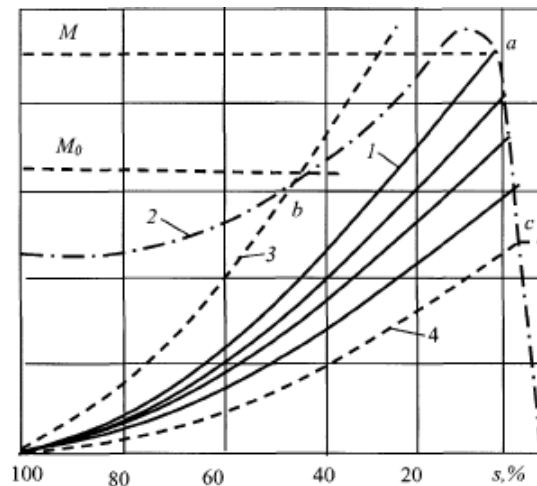


Рис. 2.23. Характеристика ГМ при роботі з асинхронним електродвигуном

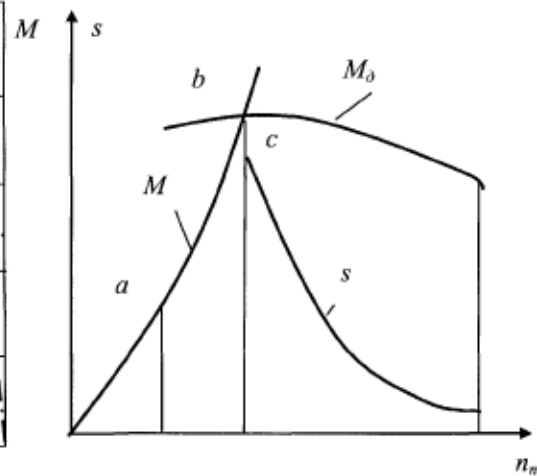


Рис. 2.24. Характеристика ГМ при роботі з двигуном внутрішнього згорання

Якщо характеристика ГМ відповідатиме кривою 3, то розгін двигуна почнеться з його нестійкої характеристики (точка  $b$ ). Якщо характеристика ГМ матиме вигляд 4, то розгін двигуна за цих умов розпочнеться за його номінальної швидкості (точка  $c$ ). При роботі машини без ГМ двигун під час розгону самого початку повинен долати повний момент опору. Період розгону двигуна при цьому збільшуватиметься, що супроводжуватиметься його інтенсивним нагріванням. З наведеної характеристики спільної роботи ГМ та електродвигуна швидкість обертання турбінного колеса ГМ можна визначити із співвідношення.

$$n_{т.} = n_n i \quad (2.21)$$

б) *Спільна робота гідromуфти з двигуном внутрішнього згорання.*

На рис. 2.24 наведено характеристику спільної роботи ГМ з двигуном внутрішнього згорання. Крива  $M$  навантаження ГМ при загальмованому турбінному колесі перетинає криву моменту  $M_d$  двигуна в точці  $b$ , що показує початок моменту обертання турбінного колеса. При цьому ковзання гідromуфти  $s = 1$  (точка  $c$ ). При подальшому збільшенні швидкості обертання двигуна момент ГМ буде змінюватися кривою  $M_d$ , а ковзання  $s$  після початку обертання турбінного колеса почне різко зменшуватися, що вказує на відповідне збільшення швидкості турбінного колеса і ККД ГМ.

Задавшись швидкістю приводного двигуна за наведеною характеристикою, можна визначити момент  $M$ , що передається ГМ, величину ковзання  $s$ , а по ній швидкість турбінного колеса ( $n_{т.} = n_n i$ ) і ККД ГМ, тобто всі параметри, що характеризують спільну роботу ГМ з заданим двигуном/

## 2.5 Лабораторна робота № 1

### Випробування гідродинамічної муфти

**Мета роботи** – експериментальне визначення зовнішніх характеристик гідромуфти [17-19].

**Гідромуфта (ГМ)** призначена для передачі механічної енергії від двигуна до приводного механізму без жорсткого зв'язку між ведучим та веденим її валами і являє собою гранично зближені в одному корпусі насосне та турбінне колесо.

Передача енергії від насосного колеса до турбінного відбувається за допомогою рідини (мінеральні масла, вода), що заповнює проточну порожнину. В ГМ крутні моменти на насосному та турбінному валах на усіх режимах роботи рівні по величині та протилежні по знаку.

ГМ використовується у багатьох машинах та механізмах при необхідності:

- 1). регулювання частоти обертання приводів (вентиляторів, турбоповітрядувів, живлячих насосів теплових електростанцій, шахто-під'ємних машин та ін.);
- 2). розгін великих махових мас (у приводі центрифуги, при запуску газових турбін, для розворота та розгону ротора гвинтокрила, у тепловозах та ін.);
- 3). підсумовування потужностей та реверса (в судових установках).

Цим, звісно не обмежується область використання ГМ. Їх встановлення, як правило, полегшує управління машинами, підвищує їх економічність, надійність та довговічність[10-12].

На нафтопромислах поряд з турбобурами широко використовуються гідропередачі – гідротрансформатори та ГМ для регулювання частоти обертання бурильної колони

За даними випробувань отримують зовнішню характеристику ГМ, яка може бути представлена як розмірна, приведена, відносна та універсальна, рис.2.25-2.28 [19].

Зовнішня характеристика (розмірна) ГМ являє собою залежність крутного моменту  $M$ , потужності насосного  $N_1$  та турбінного  $N_2$  колеса та ККД  $\eta$  від частоти обертання  $n_2$  турбінного колеса при постійній частоті обертання  $n_1$ , рис 2.25.

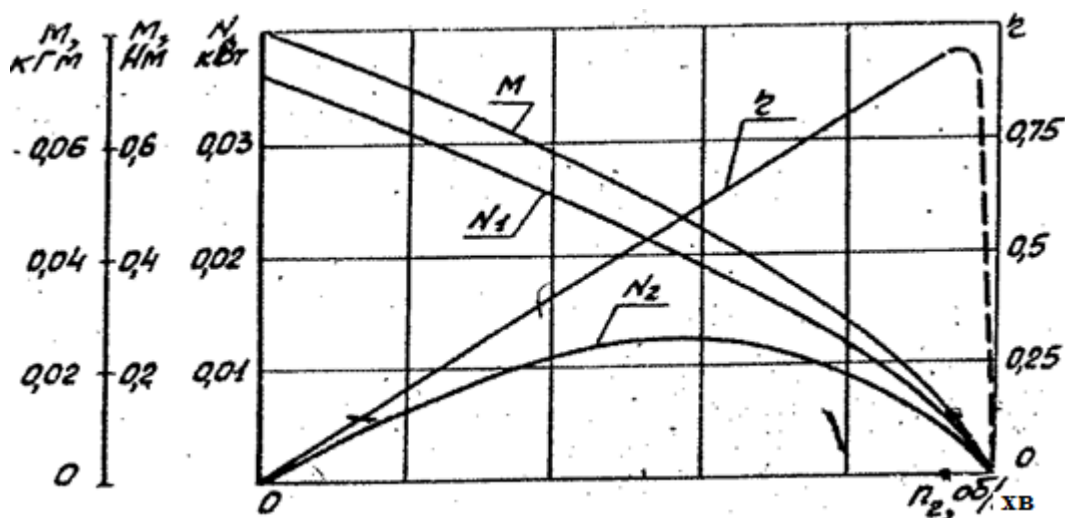


Рисунок 2.25 – Зовнішня характеристика ГМ

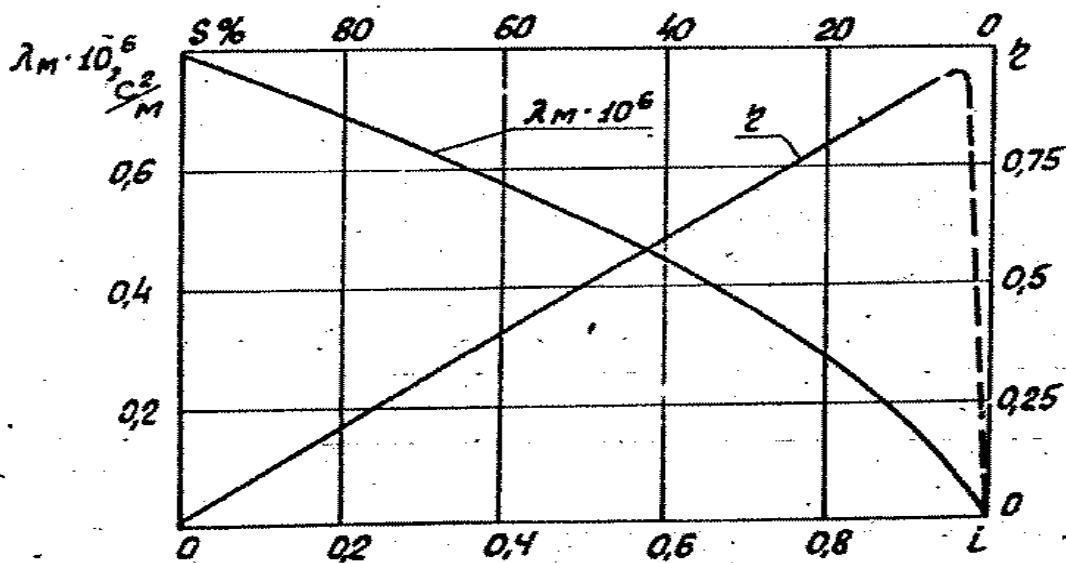


Рисунок 2.26 – Приведена характеристика ГМ

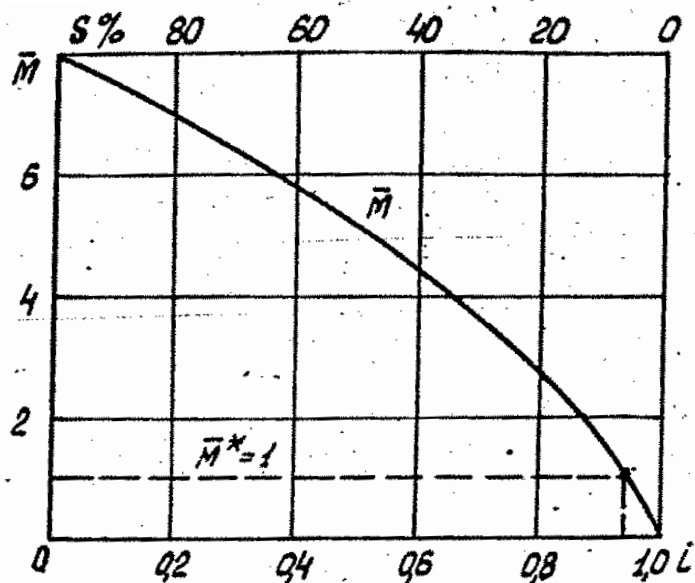


Рисунок 2.27 – Відносна характеристика ГМ

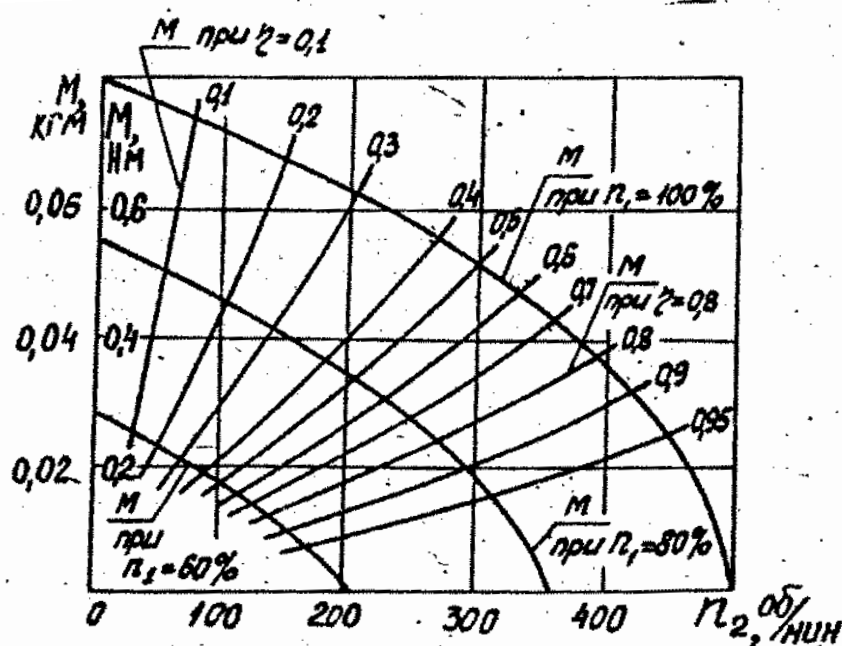


Рисунок 2.28 – Універсальна характеристика ГМ

насосного колеса. Часто при побудові зовнішньої характеристики обмежуються нанесенням залежностей  $M = f(n_2)$  та  $\eta = f(n_2)$ .

ККД ГМ при постійній частоті обертання насосного колеса  $n_1$  змінюється в залежності от  $n_2$  або  $i$ , близько до лінійного закону, так як

$$\eta = i = \frac{n_2}{n_1},$$

за винятком режимів, правіше оптимального.

Приведена характеристика ГМ являє собою залежність коефіцієнта моменту  $\lambda_m$  та ККД  $\eta$  від передатного відношення  $i$  або ковзання, рис. 2.26

$$S = 1 - \frac{n_2}{n_1} = 1 - i.$$

Відносна характеристика являє собою залежність  $\bar{M} = f(i)$  або  $\bar{M} = f(s)$ , де  $\bar{M}$  – відношення поточного моменту обертання до моменту при оптимальному передатному відношенні  $i^*$  або ковзанні  $S^*$ ; звичайно  $S^*$  знаходиться у межах 0,02-0,05, рис.2.27. Ця характеристика безрозмірна. Ковзання може бути виражено також у процентах. В цьому випадку  $S^* = 2-5\%$ .

Універсальна характеристика являє собою залежність крутних моменті  $M_{ст.}$  частоти обертання турбінного колеса  $n_2$  при різних частотах обертання насосного колеса, рис 2.28. Кожна з кривих  $M = f(n_2)$  відповідає визначеній частоті обертання насосного колеса, що виражена у процентах від максимальної. Тут же наносять криві моментів при однакових значеннях ККД. Для побудови універсальної характеристики ГМ проведемо випробування ГМ з визначенням зовнішніх (розмірних) характеристик при трьох значеннях  $n_1$ .

### 2.5.1 Опис експериментального стенда

Експериментальний стенд складається з приводного електродвигуна 1 постійного току потужністю  $N = 6,8$  кВт та номінальної частоти обертання  $n_1 = 460$  об/хв, прозорі ГМ 2 з активним діаметром  $D_a = 0,2$  м, механічного тормозу 3 з важелем 4, вагами 5 для виміру крутного моменту, тахогенераторів 6, пульта управління 7, тахометрів 8 та 9 (на пульті управління) для виміру частоти обертання  $n_1$  (насосного валу) та  $n_2$  (турбінного валу) рис.2.29.

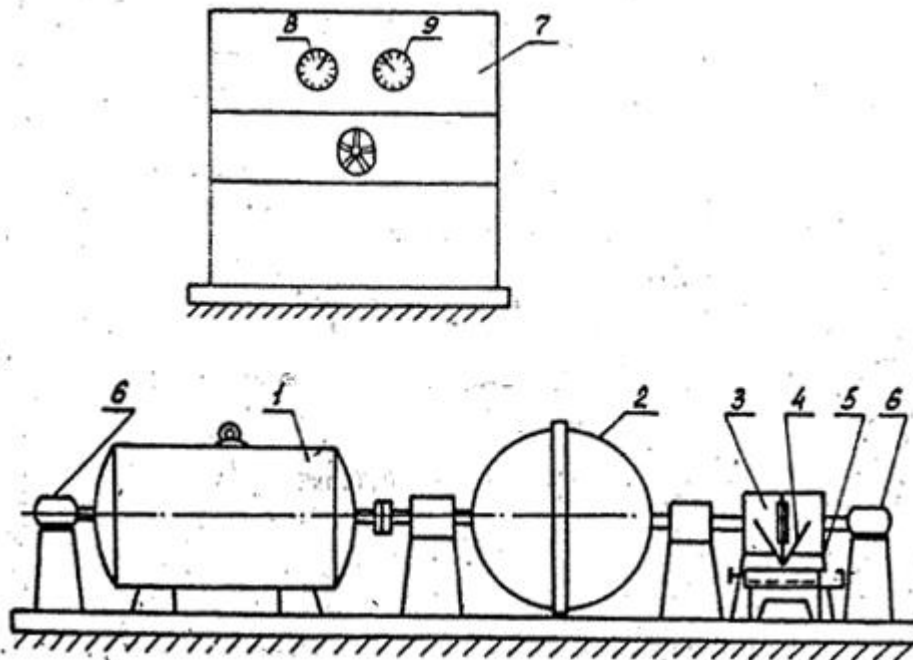


Рисунок 2.29– Експериментальний стенд для випробування ГМ

### 2.5.2 Проведення випробувань та вимірів

Перед запуском електродвигуна 1 перевірити ступінь заповнення рідиною робочої порожнини гідromуфти

$$q = \frac{W_{\text{ж}}}{W_n} 100\%,$$

де  $W_{\text{ж}}$  – об'єм рідини, залита в гідromуфту,  $W_n$  – об'єм проточної порожнини ГМ.

Виміряти початкове показання ваг  $P_0$ . Пуск здійснюється при малій частоті обертання  $n_1$  яка поступово збільшується до робочої.

Зміна режиму роботи гідromуфти (зміна  $M$  та  $n_2$ ) здійснюється за допомогою механічного тормоза. Всього знімають 8-10 вимірів, починаючи з режиму холостого ходу до режиму загальмованої турбіни (відповідає 100%-вому ковзанню) при  $n_1 = 500$  об/хв.

Для побудови універсальної характеристики проведемо аналогічні випробування ще при  $n_2 = 400$  об/хв та  $n_3 = 300$  об/хв.

На кожному режимі необхідно виміряти  $n_1$  та  $n_2$  тахометрами і навантаження  $P$  в кг зважуванням та записати у протокол випробувань.

### Вимір крутного моменту

В гідромуфті крутні моменти на насосному та турбінному валах практично однакові на усіх режимах її роботи, тому достатньо виміряти момент на одному з валів.

Моментом тертя у підшипниках та сальниках через його невеликий розмір нехтуємо.

Вимірний крутний момент в кГм

$$M'_{\text{вим.}} = L(P - P_0),$$

де  $L = 0,5$  м – довжина важелю;  $P_0$  – початкове показання ваг в кг;  $P$  – поточне показання ваг в кг.

Вимірний крутний момент в Нм

$$M_{\text{вим.}} = gM'_{\text{вим.}}$$

де  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

### 2.5.3 Обробка результатів випробування

1. При зміні потужності на турбінному валу та у зв'язку з коливаннями напруги у загальній електромережі частота обертання насосного валу може дещо змінюватись. Так як характеристика гідромуфти будується при  $n_1 = \text{const}$ , то необхідно виміряні значення  $M_{\text{вим.}}$  перерахувати до однієї постійної частоти обертання  $n_1$ :

$$M = M_{\text{вим.}} \left( \frac{n_1}{n_{1\text{вим}}} \right)^2,$$

2. Перераховані для заданої частоти обертання насосного валу  $n_1 = \text{const}$  частоти обертання турбінного валу визначають наступним чином:

$$n_2 = n_{2\text{вим}} \frac{n_1}{n_{1\text{вим}}}.$$

3. Значення коефіцієнтів моменту визначаємо в с<sup>2</sup>/м по формулі

$$\lambda_{\text{м.}} = \frac{M}{\gamma \cdot n_1^2 \cdot D_a^5},$$

де  $\gamma$  – питома вага робочої рідини в Н/м<sup>3</sup>;  $D_a = 0,2$  м, активний діаметр ГМ.

4. Значення відносних моментів визначаємо по формулі

$$\bar{M} = \frac{M}{M^*},$$

де  $M^*$  – крутний момент при максимальному значенні ККД

Таблиця 2.1– Протокол випробувань та розрахунків ГМ

$$q = 20\%, L = 0,5 \text{ м}, \gamma_1 = 1000 \text{ кг/м}^3, P_0=0.$$

№ П/П	$n_{1\text{вим.}}$ об/хв	$n_{2\text{вим.}}$ об/хв	$n_2$ об/хв	$P-P_0$ кГ	$M'_{\text{вим.}}$ кГм	$M_{\text{вим.}}$ Н·м	$M$ Н·м	$\lambda$ с <sup>2</sup> /м	$i$	$S$	$\eta \approx i$	$\bar{M}$
1	500	400	400	0,03								
2	500	330	330	0,04								
3	500	200	200	0,05								
4	500	150	150	0,075								
5	500	0	0	0,102								

#### 2.5.4 Зміст звіту

- 1.Схема установки та її опис.
- 2.Методика випробувань та обробка дослідних даних
- 3.Протокол випробувань ГМ
4. Побудова графіків-зовнішньої розмірної, наведеної, відносної та універсальної характеристик ГМ, відповідно рис.2.25-2.28

#### Запитання для самоконтролю:

1. Пристрій та принцип роботи ГМ.
2. Область застосування ГМ.
- 3.Методика вимірювання крутного моменту та частоти обертання ГМ.
4. Як проводиться запуск ГМ?
5. За допомогою чого змінюється режим роботи ГМ?
6. Що таке зовнішня розмірна, наведена, відносна та універсальна характеристики ГМ?
7. Як проводити побудову зовнішніх характеристик за експериментальними даними?

## 2.6 Лабораторна робота 2

### Візуальне дослідження потоку у гідромурті при часткових наповненнях

**Ціль роботи:** вивчення форми потоку в проточній частині ГМ при часткових наповненнях.

Одним із способів регулювання частоти обертання веденого (турбінного) валу ГМ при постійній частоті обертання ведучого (насосного) валу є зміна наповнення. Ступінь наповнення характеризується коефіцієнтом наповнення  $q = \frac{W_{жс}}{W} 100\%$ , де  $W_{жс}$  – обсяг рідини залитої в ГМ, а  $W$  – обсяг проточної порожнини ГМ.

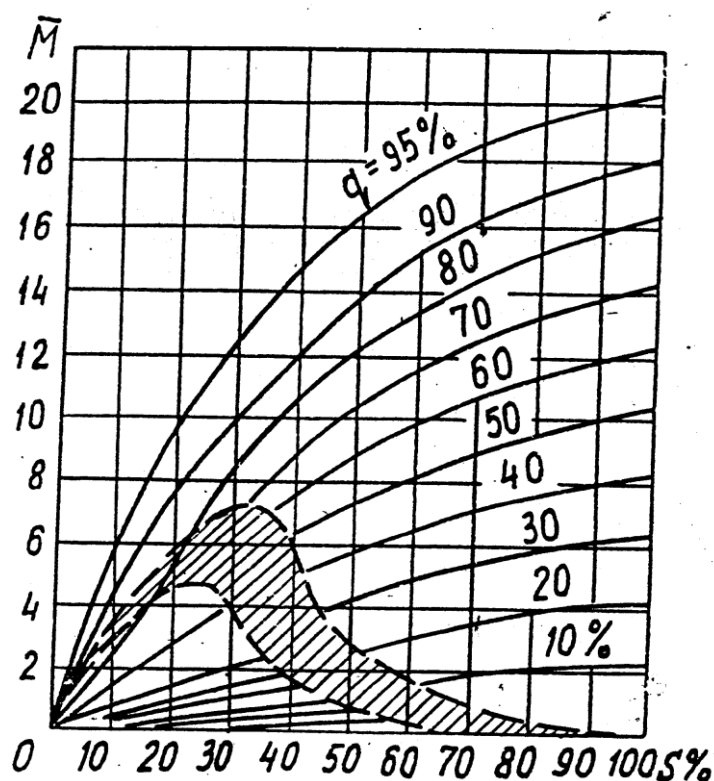


Рисунок 2.30 – Експериментальні зовнішні характеристики ГМ за різних наповненнях

На рис. 2.30 наведено експериментальні зовнішні характеристики ГМ за різних її наповненнях [10-12]. При часткових наповненнях і за певних передатних відношеннях  $i$  або ковзаннях  $S=1-i$  виникає нестійка робота ГМ, що супроводжується різкими коливаннями моментів та частоти обертання веденого валу. На рис.2.30 ця зона нестійкої роботи виділена заштрихованою областю. Виникнення нестійкої роботи пояснюється складним характером руху рідини та її зміною за зміни ковзання, що видно з рис.2.31. Тут чітко

простежується перехід від руху рідини по малому колу циркуляції (б, в) до великого (г). Цей перехід відбувається стрибкоподібно при значному збільшенні жорсткості ГМ. Вона працює стійко при обох формах руху рідини, але і в області переходу від однієї форми до іншої втрачає стійкість.

Для боротьби з раптовою зміною форми руху рідини, тобто. з переходом потоку її руху по малому колу циркуляції до великого та назад, на виході турбінного колеса встановлюють дросельний диск (поріг). Є й інші конструктивні заходи, такі як встановлення різної конфігурації та розмірів внутрішніх торів у насосному та турбінному колесах. Проте найефективнішим є дросельний диск (поріг) [10-12].

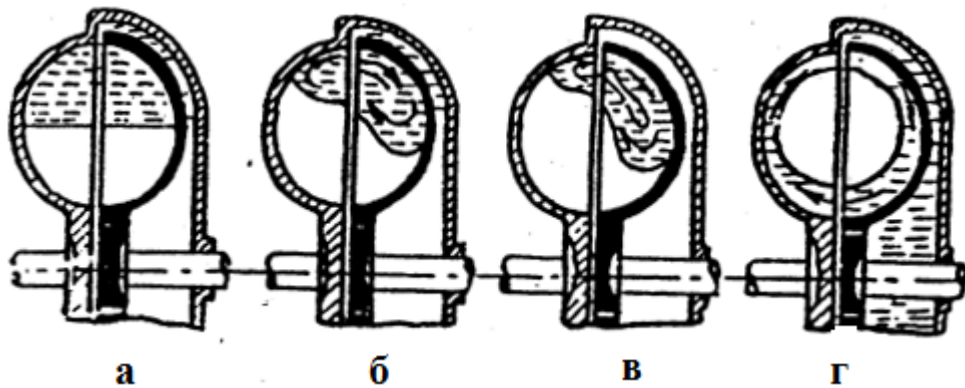


Рисунок 2.31– Форми руху рідини у порожнині ГМ

У цій роботі випробування проводяться при  $n_1 = 300 \text{ хв}^{-1}$ . Спостерігають характер руху рідини при різних ковзаннях за допомогою стробоскопа. Він дозволяє реалізувати стробоскопічний ефект, що полягає в тому, що, якщо частота спалаху стробоскопічної лампи стає кратною частоті обертання деталі, то останню ми бачимо як би нерухомою. Завдяки цьому вдається спостерігати через прозорі робочі колеса та корпус рух рідини у міжлопаткових каналах ГМ.

### 2.6.1. Експериментальний стенд

У цьому роботі використовується стенд рис. 2.29, опис розділ 2.4.1.

Додатковою частиною установки в даній роботі є переносний стробоскоп, що дозволяє вести спостереження за потоком рідини в прозорій вражається ГМ, виконаної з оргскла.

Стробоскоп [16] включає стробоскопічну лампу, електронно-керуючий пристрій (ЕКП), блок живлення. Конструктивно все розташоване в одному корпусі. Призначення ЕКП: регулювання частоти спалахів імпульсної лампи.

### 2.6.2. Проведення випробувань.

Перед пуском визначається ступінь наповнення рідиною проточної порожнини ГМ, що характеризується коефіцієнтом наповнення  $q, \%$ . Запуск здійснюється при малій частоті обертання  $n_1$ , яка поступово підвищується до робочої при повністю звільненому гальмі. Режим роботи ГМ змінюється з допомогою механічного гальма. На кожному режимі вимірюють  $n_1$  та  $n_2$  за допомогою тахометрів і записують у протокол.

Вивчення форми потоку за допомогою стробоскопа здійснюють на режимах, починаючи з режиму холостого ходу до режиму загальмованої турбіни (що відповідає ковзанню  $S=100\%$ ), при постійній частоті обертання насосного колеса  $n_1$  (не більше  $300 \text{ хв}^{-1}$ ).

### 2.6.3. Робота зі стробоскопом.

1. *Вимоги з техніки безпеки* [16]:

- а). при перерві прилад відключити від мережі;
- б). забороняється проводити зміну запобіжників стробоскопічної лампи або усувати несправності при включеному приладі;
- в). спостерігаються у світлі стробоскопа деталі, що обертаються, можуть здаватися нерухомими внаслідок стробоскопічного ефекту.

УВАГА! Остерігайтеся дотику рукою до деталей, що обертаються, які у світлі стробоскопа можуть здаватися нерухомими.

## 2. Експлуатація стробоскопа:

- а) включити вилку стробоскопа в мережу змінного струму напругою 220 В;
- б). встановити перемикач (натиснути клавiшу) потрібного піддіапазону частот спалаху лампи у потрібне положення;
- в). обертаючи диск (ручку) плавного регулювання частоти спалаху стробоскопічної лампи, досягайте, щоб корпус, що обертається, і лопатки ГМ здавалися нерухомими.

Таблиця 2.2 – Протокол випробувань ГМ

№ п/п	$n_1, \text{XB}^{-1}$	$n_2, \text{XB}^{-1}$	$i$	$S=I-i$	Форма руху рідини, що спостерігається
1	300	250			
2	300	0			

### 2.6.4. Зміст звіту:

1. Пояснити, що таке зона нестійкої роботи ГМ при часткових наповненнях, згідно рис. 2.30 і 2.31.
2. Сутність стробоскопічного ефекту, правила техніки безпеки та роботи із стробоскопом.
3. Заповнений протокол випробувань.
- 4.Зображення (замальовування) форми потоку в порожнині ГМ.

### Запитання для самоконтролю:

- 1..Чому виникають нестійкі режими роботи ГМ при частковому наповненні?
2. При яких ковзаннях спостерігаються нестійкі режими роботи ГМ?
3. Які конструктивні заходи застосовуються для зменшення чи усунення зони нестійкої роботи ГМ?
4. Що таке стробоскопічний ефект?
5. Пристрій стробоскопа та робота з ним.
6. Вимоги щодо техніки безпеки при роботі зі стробоскопом.

## 2.7 Практично-розрахункова робота [20], с.49:

### Розрахунок діаметру та кількості лопатей нової ГМ без тору постійного наповнення

Початкові дані:

$$N = 150 \text{ кВт}; n_1 = 1000 \text{ об/хв}; \gamma = 850 \text{ кг/м}^3; \frac{r_0}{R} = 0,35; S = 0,02 \div 0,03.$$

Розрахувати діаметр ( $D_a$ ) та кількість лопатей  $Z_{\text{расч}}$  ГМ

Порядок проведення розрахунку

$$1) \text{ Обчислюємо співвідношення: } \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 = \frac{1 + 3 \cdot \left(\frac{r_0}{R}\right)^2}{3 + \left(\frac{r_0}{R}\right)^2} = \frac{1 + 3 \cdot (0,35)^2}{3 + (0,35)^2} = 0,438.$$

2) Приймаємо величину ковзання  $S = 0,02 \div 0,03$  запишемо рівняння для знаходження коефіцієнта тертя  $\xi$ :

$$\xi_{(s=0,02)} = \frac{S \cdot (2 - S) \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\varphi^2} = \frac{0,02 \cdot (2 - 0,02) \cdot (1 - 0,438)}{\varphi^2} = \frac{0,022}{\varphi^2}$$

$$\xi_{(s=0,03)} = \frac{S \cdot (2 - S) \cdot \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}{\varphi^2} = \frac{0,03 \cdot (2 - 0,03) \cdot (1 - 0,438)}{\varphi^2} = \frac{0,033}{\varphi^2}$$

3) Запишемо рівняння для визначення діаметра гідромуфти  $D_m$ :

$$D_a = \left[ N \cdot \frac{g \cdot 8^{\frac{5}{2}} \cdot 75}{\pi} \cdot \left(\frac{30}{\pi}\right)^3 \cdot \frac{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}{\left[1 - \left(\frac{r_0}{R}\right)^2\right]^{\frac{5}{2}} \cdot \left[1 - (1 - S) \cdot \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right] \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot n_1^3} \right]^{\frac{1}{5}}$$

4) Задаємося рядом значень коефіцієнта швидкості  $\varphi = 0,03 \div 0,1$  та визначаємо величини  $\xi$  та  $D_a$ .

5) По знайденим значенням  $\xi$  находимо з допомогою кривої Опрехта

(рис.2.32) відповідні величини  $\frac{Z}{2\pi} \varphi = x$ :

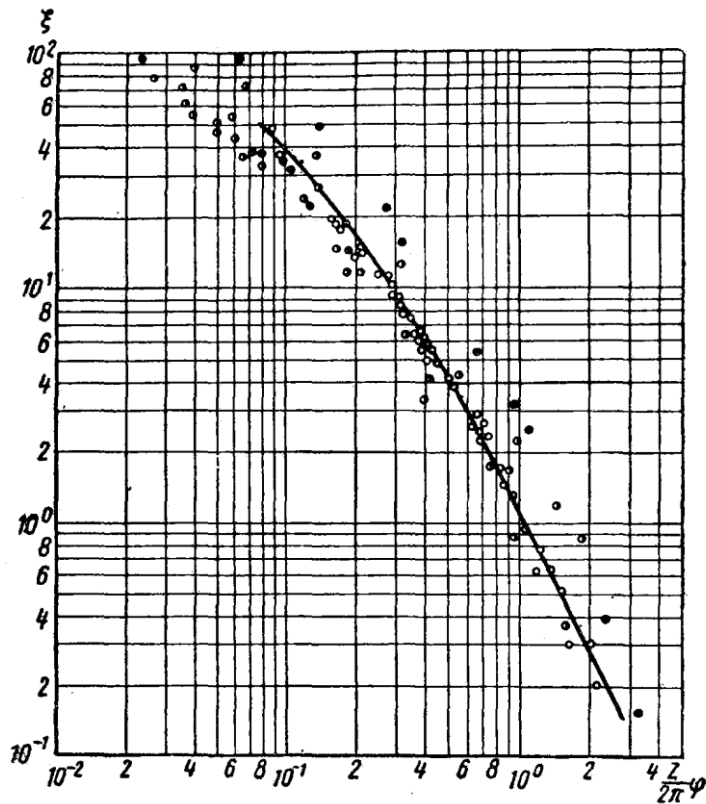


Рисунок 2.32 – Умовний коефіцієнт тертя  $\xi$  в залежності від параметру  $\frac{Z}{2\pi} \varphi$

6) Вираховуємо число лопаток  $Z_{\text{расч}}$

$$Z_{\text{расч}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot x}{\varphi}$$

7) Отримані значення  $Z_{\text{расч}}$  порівнюємо з рекомендованим числом лопаток, яке визначається з кривої (рис.2.33) або ж по формулі И.Ф. Семічастнова:

$$Z_{\text{сем}} = 8,65 \cdot D^{0,279}$$

8) Усі розраховані величини заносимо у таблицю 2.3 результатів розрахунку.

9) З отриманого ряду варіантів для даного  $S$  вибираємо варіант з мінімальним  $D_{\text{м}}$  та максимальним  $Z$ , так щоб виконувалась умова:  $Z_{\text{расч}} \leq Z_{\text{сем}}$ .

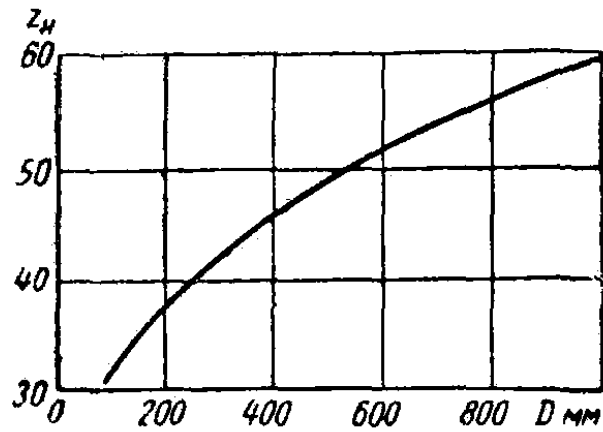


Рисунок 2.33 – Графік залежності числа лопаток насосного колеса від діаметра ГМ

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку

$S$	$\varphi$	$\xi$	$D, \text{ м}$	$\frac{Z}{2\pi} \varphi$	$Z_{\text{расч}}$	$Z_{\text{сем}}$
0,02	0,03	24,44	0,559	0,15	31	51
	0,04	13,75	0,527	0,25	39	50
	0,06	6,11	0,486	0,39	41	49
	0,07	4,49	0,472	0,475	43	48
	0,08	3,44	0,459	0,55	43	48
	0,09	2,72	0,448	0,635	44	48
	0,1	2,20	0,439	0,71	45	47
0,03	0,03	36,67	0,558	0,125	26	51
	0,04	20,63	0,527	0,175	27	50
	0,06	9,17	0,486	0,3	31	49
	0,07	6,73	0,471	0,37	33	48
	0,08	5,16	0,458	0,42	33	48
	0,09	4,07	0,448	0,5	35	47
	0,1	3,30	0,438	0,57	36	47

Остаточно приймаємо:  $D_a = 0,439 \approx 0,44 \text{ м}$ ;  $Z_{\text{расч}} = 45$ .

## 2.8 Тест до розділу «Гідромуфти»

1. Чим є ГМ?:

- а) перетворювач крутного моменту,
- б) гідрозчеплення,
- в) аналог механічної коробки передач.

2. Які типи насосних решіток застосовується в ГМ?:

- а) осьові,
- б) відцентрові,
- в) доцентрові,
- г) будь-які.

3. Які види подібності повинні бути дотримані при проектуванні подібної гідропередачі?:

- а) геометричне,
- б) кінематичне,
- в) динамічне,
- г) геометричне і кінематичне,
- д) всі три види.

4. Коефіцієнт приведенного моменту ГМ пропорційний?:

- а) діаметру, обертам, витраті;
- б) діаметру, обертам, питомій вазі рідини;
- в) діаметру, обертам, меридіональній швидкості потоку.

5. Від чого залежить ККД гідромуфти?:

- а) від обертів насоса і турбіни,
- б) від обертів і моментів на турбінному і насосному колесах,
- в) від моментів на турбінному і насосному колесах.

6. Чому дорівнює на розрахунковому (оптимальному) режимі будь відносний параметр ГМ?:

- а) 0, б) 1, в) від 0 до 1, г) більше 1.

7. Чому дорівнює на розрахунковому (оптимальному) режимі ККД ГМ?:

- а) 0,5-0,6

б) 0,96-0,98,

в) 1, г) менше 0,5

8. Яка умова необхідна для нормальної роботи ГМ?:

а).  $n_1 = n_2$ ,

б)  $n_1 > n_2$ ,

в)  $n_1 \leq n_2$ .

9. У безрозмірному рівнянні балансу енергії ГМ коефіцієнт втрат  $\zeta$  пропорційний:

а)  $s(2-s), 1 - (r_1 / r_2)^2, 1 / \varphi_2$ ;

б)  $1 - (r_1 / r_2)^2, \varphi_2, s$ ;

в)  $\varphi_2, s(2-s), - (r_1 / r_2)^2$ .

10. Як впливає в ГМ зміна  $r_0 / R$  на величину моменту  $M$  і потужності  $N$ ?:

а) зі збільшенням  $r_0 / R$  збільшується  $M$  і  $N$ ,

б) зі збільшенням  $r_0 / R$  зменшуються  $M$  і  $N$ ,

в) зі збільшенням  $r_0 / R$  не змінюються  $M$  і  $N$ .

11. Як впливає глибина профілю ГМ на величину  $M$  і  $N$ ?

а) зі збільшенням момент  $N$  збільшується

б) зі збільшенням момент  $M$  зменшується

в) зі збільшенням момент  $M$  не змінюється

12. Яка величина  $q$  для ГМ повного наповнення?

а)  $q = 100\%$ , б)  $q = 95\%$ , в)  $q = 80\%$ , г)  $q = 50\%$

13. Чому дорівнює ковзання ГМ неповного наповнення при русі рідини співаючи «малому колі»?

а)  $S = 0$ , б)  $S = 10-15\%$  в)  $S = 40-45\%$  г)  $S = 50-80\%$

14. Що найбільше зменшить жорсткість характеристики ГМ?

а) поріг,

б) додаткова камера,

в) а + б

15. Який тип лопаток дозволить пом'якшити жорсткість характеристики ГМ?

а) Радіальні лопатки,

- б) лопатки загнуті назад, щодо напрямку обертання,
- в) лопатки загнуті вперед.

16. Що застосовують для регулювати ГМ змінного наповнення? (а-в),

- а) з обертовим резервуаром,
- б) ковзаючу черпательну трубку,
- в) нерухому черпальною трубку і насос.

17. За рахунок чого здійснюється регулювання ГМ постійного наповнення?

- а) поворотні лопатки ГМ (насосні),
- б) введення шибера,
- в) за рахунок зміни розмірів лопатевої системи ГМ

18. Яка температура робочої рідини допускається в транспортних ГМ?

- а) 70-80 °С,
- б) 120-140 °С,
- в) 150-170 °С.

19. Яка температура робочої рідини допускається в авіаційних ГМ?

- а) 170-200 °С,
- б) 200-230 °С,
- в) 250-300 °С.

20. Які види осьових сил діють в ГМ?

- а) змінні стискаючи,
- б) змінні розтискаючи,
- в) постійні
- г) а-в.

## **2.9 Питання до розділу «Гідромумфи»:**

1. Принцип роботи і конструкція ГМ.
2. Схема руху рідини і розподіл швидкостей у лопатевих колесах ГМ.
3. Кінематичні і силові показники ГМ.
4. Енергетичні та економічні показники ГМ.
5. Основні конструктивні схеми ГМ.
6. Форма проточної частини та лопатеві системи ГМ.
7. Конструкція ГМ з тором.
8. Класифікаційна схема видів ГМ.
9. Класифікація ГМ за призначенням.
10. Класифікація ГМ за конструктивними ознаками.
11. Режими роботи ГМ: тяговий режим.
12. Режими роботи ГМ: гальмівний режим.
13. Режими роботи ГМ: обгінний режим
14. Режими роботи ГМ: режим протиобертання
15. Область застосування ГМ.
16. Розмірна характеристика ГМ.
17. Приведена характеристика ГМ.
18. Відносна характеристика ГМ.
19. Універсальна характеристика ГМ.
20. Конструктивні засоби для припинення нестійкої роботи ГМ.

## Список літератури

1. Обладнання нафтових та газових промислів. Довідковий посібник/ Под ред. Потетенко О.В. - Х.: Курсор, 2010, - 478 с.
2. Касьянов В.М. Гідромашини та компресори. – Івано-Франківськ: Факел, 2007, 194 с.– <http://library.kpi.kharkov.ua>.
3. Костриба І.В. Основи конструювання нафтогазового обладнання: Навч. Посібник. – Івано-Франківськ: Факел, 2007, 194 с. <http://library.kpi.kharkov.ua>.
4. Мислюк М.А. та інші. Буріння свердловин: Довідник. 2002, – 356 с.
5. Костриба І.В. Нафтопромислове обладнання: Навч. Посібник. – К.: ІЗМН, 1996, 432 с. – <http://library.kpi.kharkov.ua>
6. Миронов Ю.Б., Романішин Л.І Практикум з курсу «Машини і обладнання для буріння нафтових і газових скважин». // Ю.Б. Міронов, Л.І Романішин. – Івано-Франківський ДТУ «Нафти і газу», 2002. – 120 с. <https://dlc.kpi.kharkov.ua/course/view.php?id=532>.
7. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навчальний посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2005, – 255 с. <http://library.kpi.kharkov.ua>.
8. Довідник з нафтогазової справи : довідкове видання / заг. ред.: В.С.Бойко, Р.М. Кондрат, Р.С. Яремійчук. – Львів: 1996. – 620 с. <https://dlc.kpi.kharkov.ua/course/view.php?id=533>.
9. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів : навчальний посібник / В. О. Панченко, А. А. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 227 с. – <http://library.kpi.kharkov.ua>
10. Дранковський В.Е., Кухтенков Ю.М., Шевченко Н.Г. Дистанційний курс "Гідравлічні двигуни та передачі"/ В.Е. Дранковський/ НТУ «ХП», кафедра «Гідравлічні машини». – 2019. – 10 занять. – <https://dlc.kpi.kharkov.ua/course/view.php?id=820#section-1>.
11. [https://uk.wikipedia.org/wiki/Гідродинамічна\\_передача](https://uk.wikipedia.org/wiki/Гідродинамічна_передача).
12. Котенко О.І. Гідродинамічні передачі і приводи. Конспект лекцій: у двох частинах Частина 1. Гідродинамічні муфти. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

13. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика / В. О. Федорець, М. Н., Педченко, В. Б. Струтинський та ін. – К.: Вища школа, 1995. – 463 с
14. Бондаренко О.В., Зав'ялов П.С. Проектування комплексних гідротрансформаторів. Навчальний посібник. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – 112 с.
15. Бондаренко А.В., Завьялов П.С, Кухтенков Ю.М. – Расчет и проектирование проточной части комплексных гидротрансформаторов. Навчальний посібник. – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – 62 с.
16. <https://uk.wikipedia.org/wiki/Стробоскоп>
17. Методичні вказівки до практичних занять з розділу “Гідродинамічні муфти” та завдання для виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни “Гідродинамічні передачі і приводи” / укладач О.І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2012. – 67 с.
18. Методичні вказівки щодо організації самостійної роботи з дисципліни “Гідродинамічні передачі і приводи” укладач О. І. Котенко. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 23 с.
19. Зав'ялов П.С., Кухтенков Ю.М. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт по курсу «Гідродинамічні передачі» для студентів спеціальності 145 «Гідроенергетика». – Харків: ХПІ, 1994.–24 с.
20. Алексапольский Д.Я. Гидродинамические передачи. – К.: Вища школа, 1963. – 271 с.

## ЗМІСТ

1	Лопатеві гідравлічні двигуни.....	5
1.1	Загальна класифікація.....	5
1.2	Робоче колесо — основний робочий орган лопатевої гідромашини.....	9
1.3	Історичні аспекти обзору конструкцій лопатевих гідродвигунів.....	13
1.4	Перетворення енергії потоку рідини в робочих органах гідродвигунів...22	
1.5	Взаємодія потоку рідини в криволінійних каналах робочих коліс лопатевих гідродвигунів .....	30
1.6	Особливості турбобура як лопатевого гідравлічного двигуна. ....	36
1.7	Етапи розвитку конструкції турбобура.....	39
1.8	Особливості турбобура як лопатевого гідравлічного двигуна.....	43
1.9	Етапи розвитку конструкції турбобуру.....	46
1.10	Види турбобурів.....	50
1.11	Геометричні елементи осьових решіток лопатей ступені.....	51
1.12	Плани швидкостей. Режим роботи турбіни .....	52
1.13	Момент, потужність і ККД турбіни.....	54
1.14	Параметри характеристик турбіни .....	57
1.15	Розрахункова частина.....	59
	Задача 1 .....	59
	Задача 2 .....	60
	Задача 3 .....	62
	Задача 4 .....	64
1.16	Питання до розділу «Гідравлічні двигуни».....	66
1.17	Тест для перевірки знань з першої частини курсу «Гідравлічні двигуни та передачі», розділу «Гідравлічні двигуни».....	69

2 Гідродинамічні передачі: гідромуфти.....	75
2.1 Властивості гідродинамічної передачі.....	75
2.2. Види гідродинамічних передач.....	77
2.2.1 Гідромуфта .....	77
2.2.2 Гідротрансформатор.....	78
2.2.3 Комплексна гідропередача.....	79
2.3 Параметри гідродинамічних передач.....	82
2.4. Гідромуфти .....	83
2.4.1 Основні параметри і показники ГМ.....	88
2.4.2 Основні конструктивні схеми та класифікація ГМ.....	88
2.4.3 Класифікаційна схема видів ГМ.....	93
2.4.4 Класифікація ГМ за призначенням .....	93
2.4.5 Класифікація ГМ за конструктивними ознаками .....	94
2.4.6 Режими роботи ГМ.....	96
2.4.7 Спільна робота ГМ з приводним двигуном .....	103
2.5 Лабораторна робота 1. Випробування гідродинамічної муфти.....	105
2.5.1. Опис експериментального стенда.....	108
2.5.2 Проведення випробувань та вимірів.....	109
2.5.3 Обробка результатів випробування.....	110
2.6. Лабораторна робота 2. Візуальне дослідження потоку у гідромуфті при часткових наповненнях.....	112
2.6.1. Експериментальний стенд.....	113
2.6.2. Проведення випробувань.....	114
2.6.3. Робота зі стробоскопом.....	114
2.7 Практично-розрахункова робота.....	116
2.8. Тести до розділу ГМ .....	119
2.9 Питання до розділу «Гідромуфти».....	122
Список літератури .....	123
ЗМІСТ.....	125

Навчальне видання

ДРАНКОВСЬКИЙ Віктор Едуардович  
КУХТЕНКОВ Юрій Михайлович

## ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ ТА ПЕРЕДАЧІ

### Частина 1 ЛОПАТЕВІ ГІДРАВЛІЧНІ ДВИГУНИ ТА ГІДРОМУФТИ

Навчальний посібник  
для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»,  
133.03 «Машини та механізми нафтогазових промислів»

Відповідальний за випуск проф. А. С. Роговий  
Роботу до видання рекомендував проф. М. С. Степанов

План 2023 р. №  
Підписано

---

Самостійне електронне видання

---