

Установа адукацыі  
«БЕЛАРУСКІ ДЗЯРЖАЎНЫ ТЭХНАЛАГІЧНЫ УНІВЕРСІТЭТ»

**А. В. Пятровіч, У. Б. Кунтыш**

# **ГІДРАЎЛІЧНЫЯ МАШЫНЫ І ГІДРАЎСТАНОЎКІ**

*Рэкамендавана  
вучэбна-метадычным аб'яднаннем  
вышэйшых навучальных устаноў Рэспублікі Беларусь  
па адукацыі ў галіне прыродакарыстання  
і лясной гаспадаркі ў якасці вучэбна-метадычнага дапаможніка  
для студэнтаў вышэйшых навучальных устаноў па спецыяльнасцях  
1-36 05 01 «Машыны і абсталяванне ляснога комплексу»,  
1-43 01 06 «Энергаэфектыўныя тэхналогіі  
энергетычны менеджмент»*

Мінск 2010

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73  
П99

Рэцэнзенты:  
кафедра будаўнічых і дарожных машын  
Беларускага нацыянальнага тэхнічнага універсітэта  
(загадчык кафедры доктар тэхнічных навук,  
прафесар, замежны член РААБН *А. В. Вавілаў*);  
галоўны навуковы супрацоўнік Інстытута цепла-  
і масаабмену імя А. У. Лыкава НАН Беларусі  
доктар фізіка-матэматычных навук,  
член-карэспандэнт НАН Беларусі *М. У. Паўлюкевіч*

*Усе правы на дадзенае выданне абаронены. Узнаўленне ўсёй кнігі або яе часткі не можа быць ажыццёўлена без дазволу ўстановы адукацыі «Беларускі дзяржаўны тэхналагічны універсітэт».*

**Пятровіч, А. В.**

П99 Гідраўлічныя машыны і гідраўстаноўкі : вучэб.-метадыч. дапаможнік для студэнтаў па спецыяльнасцях 1-36 05 01 «Машыны і абсталяванне ляснога комплексу», 1-43 01 06 «Энергаэфектыўныя тэхналогіі і энергетычны менеджмент» / А. В. Пятровіч, У. Б. Кунтыш. – Мінск : БДТУ, 2010. – 116 с.  
ISBN 978-985-434-951-0.

У вучэбна-метадычным дапаможніку разглядаюцца тэарэтычныя асновы працы нагнятальнікаў, даецца апісанне прынцыпаў іх дзеяння, прыводзяцца сучасныя канструкцыі, а таксама надаецца ўвага вывучэнню метадаў разліку асноўных канструкцыйных элементаў і метадык рацыянальнага выбару нагнятальнікаў для гідрасістэм у лясным і хімічным комплексе. Ва ўсіх раздзелах дадзенага выдання робіцца аналіз энергаэфектыўнасці гідрамашын і гідраўстановак.

УДК 621.22(075.8)  
ББК 31.56я73

ISBN 978-985-434-951-0

© УА «Беларускі дзяржаўны  
тэхналагічны універсітэт», 2010  
© Пятровіч А. В., Кунтыш У. Б., 2010

## ПРАДМОВА

Гідраўлічныя машыны і гідраўстаноўкі з'яўляюцца неад'емнай часткай інжынернага абсталявання прадпрыемстваў ляснога і хімічнага комплексу. Нагнятальнікі (помпы і вентылятары) забяспечваюць працу сістэм ацяплення, вентыляцыі, кандыцыянавання паветра і аспірацыі, водазабеспячэння і водаадвядзення кацельняў, утылізацыі другасных энергарэсурсаў і г. д. Такім чынам, яны шырока выкарыстоўваюцца ў розных сістэмах агульнаінжынернага прызначэння і тэхналагічных цыклах прадпрыемстваў ляснога і хімічнага профілю.

Задачай вучэбна-метадычнага дапаможніка з'яўляецца разгляд тэарэтычных асноў працы нагнятальнікаў, апісанне прынцыпу іх дзеяння, метадаў разліку асноўных канструкцыйных элементаў і метадык рацыянальнага выбару нагнятальнікаў для гідрасістэм.

Дапаможнік перш за ўсё зарыентаваны на вучэбныя праграмы для інжынераў-механікаў па ўсіх спецыяльнасцях і спецыяльнасці «Энергаэфектыўныя тэхналогіі і энергетычны менеджмент», у якіх найбольш поўна і падрабязна разглядаюцца гідраўлічныя машыны і гідраўстаноўкі, прадугледжана выкананне курсавога праекта (работы).

Трэба адзначыць, што канструкцыі гідраўлічных машын і гідраўстановак вывучаюцца і студэнтамі-тэхнолагамі ў адпаведных курсах. Дадзенае выданне прапануецца ім для больш паглыбленага засваення матэрыялу.

У вучэбна-метадычным дапаможніку, у першую чаргу, даецца апісанне канструкцый і прынцыпаў дзеяння ўстановак, якія працуюць з кропельнымі вадкасцямі (помпы і гідрарухавікі), указваюцца асаблівасці працы іх аналагаў (кампрэсараў, вентылятараў) з газападобнымі вадкасцямі. Агульныя канструктыўныя рашэнні і прынцыпы дзеяння гідраўлічных машын і гідраўстановак дазволілі іх абагульніць і правесці адпаведную класіфікацыю, пры гэтым паказаць асаблівасці працы ў лясным і хімічным комплексе.

Ва ўсіх раздзелах выдання робіцца аналіз энергаэфектыўнасці гідрамашын і гідраўстановак.

# 1. АСНОЎНЫЯ ГІДРАДИНАМІЧНЫЯ ЗАЛЕЖНАСЦІ Ў ІНЖЫНЕРНЫМ РАЗЛІКУ ГІДРАМАШЫН

## 1.1. Закон Паскаля і прынцып дзеяння гідраўлічнага прэса

Закон Паскаля з'яўляецца асноўным законам у забеспячэнні дзеяння ўсіх аб'ёмных гідрамашын і фармулюецца так: *ціск, які дзейнічае на паверхню вадкасці ў стане яе раўнавагі, перадаецца ва ўсе пункты вадкасці аднолькава без змяненняў.*

Гэты закон тлумачыцца на падставе асноўнага ўраўнення гідрастатыкі, якое дазваляе вызначыць ціск  $p$  у любым пункце аб'ёму вадкасці:

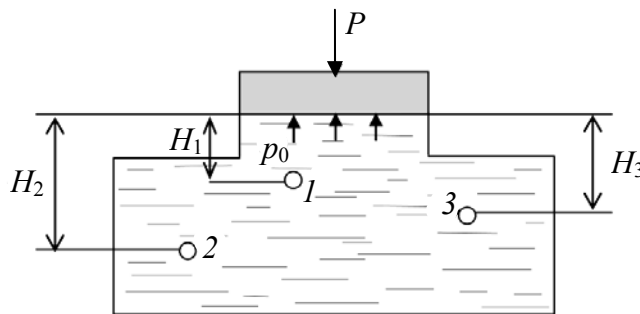
$$p = p_0 + \rho gh, \quad (1.1)$$

дзе  $p_0$  – ціск на свабоднай паверхні вадкасці, Па;  $\rho$  – шчыльнасць вадкасці,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  – паскарэнне свабоднага падзення,  $\text{м/с}^2$ ;  $h$  – глыбіня пагружэння (бярэцца ад свабоднай паверхні), м.

Разгледзім пасудзіну з вадкасцю, на свабодную паверхню якой дзейнічае поршань з намаганнем  $P$  (мал. 1.1). Тады ціск на свабоднай паверхні пасудзіны па шкале лішніх ціскаў (г. зн. шкале ціскаў, у якой прымаецца, што атмасферны ціск  $p_{\text{атм}} = 0$ , і тады само значэнне ціску  $p$  вызначаецца ад значэння  $p_{\text{атм}}$ ) будзе:

$$p_0 = \frac{P}{S}, \quad (1.2)$$

дзе  $S$  – плошча свабоднай паверхні (адпавядае плошчы поршня).



Мал. 1.1. Схема вызначэння ціскаў у пасудзіне з замкнутым аб'ёмам

Возьмем у аб'ёме пасудзіны тры адвольныя пункты (мал. 1.1) і праз асноўнае ўраўненне гідрастатыкі вызначым у іх ціскі:

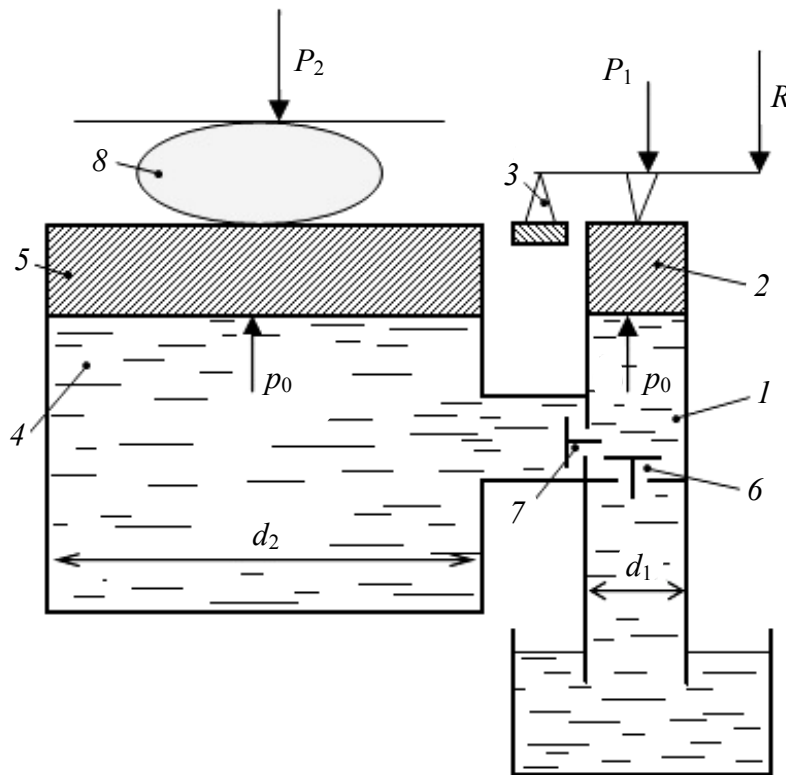
$$\begin{aligned}
 P_1 &= p_0 + \rho g H_1 \\
 P_2 &= p_0 + \rho g H_2 \\
 P_3 &= p_0 + \rho g H_3
 \end{aligned}$$

ціск на паверхні      ціск вадкаснага слупа

З супастаўлення прадстаўленых вышэй залежнасцяў відавочна, што ціск  $p_0$ , які стварае сіла  $P$  (ураўненне (1.2)) на паверхні аб'ёму вадкасці, перадаецца аднолькава ў любы пункт гэтага аб'ёму.

*Гідраўлічны прэс* – гэта гідраўстаноўка, якая дазваляе шматразова павялічваць сілу сціскання на выхадзе з яе ў параўнанні з намаганнем, якое было прыкладзена да прэса на ўваходзе. Прынцып дзеяння гідраўлічнага прэса быў упершыню прапанаваны Паскалем і грунтуецца на выкарыстанні вызначанага ім закона (закон Паскаля).

Разгледзім прасцейшую схему гідрапрэса (мал. 1.2).



Мал. 1.2. Прасцейшы гідрапрэс:  
 1, 2 – малыя цыліндр і поршань; 3 – рычаг;  
 4, 5 – вялікія цыліндр і поршань;  
 6, 7 – клапаны ўсмоктвання і нагнятання;  
 8 – нарыхтоўка пад прэсам

У выніку ўздзеяння намагання  $R$  на рукаець рычага  $З$  на малы гідрацыліндр з дыяметрам  $d_1$  будзе дзейнічаць сіла  $P_1$ , якая стварае ціск  $p_0$  на свабоднай паверхні пад малым гідрацыліндрам:

$$p_0 = \frac{P_1}{S_1},$$

дзе  $S_1 = \pi d_1^2 / 4$  – плошча свабоднай паверхні ў малым гідрацыліндры. На плошчу  $S_1$  праз поршань перадаецца намаганне  $P$ . Адпаведна ў вялікім гідрацыліндры з дыяметрам  $d_2$  плошча свабоднай паверхні  $S_2 = \pi d_2^2 / 4$ .

Згодна з законам Паскаля, ціск  $p_0$  на свабоднай паверхні пад малым поршнем будзе перадавацца аднолькава ва ўсе пункты вадкасці ў гідрапрэсе. Тады праз свабодную паверхню ў вялікім гідрацыліндры на поршань (а значыць, і на нарыхтоўку пад прэсам) будзе дзейнічаць сіла

$$P_2 = p_0 S_2. \quad (1.3)$$

Падставім значэнне  $p_0$  у формулу (1.3) і атрымаем

$$P_2 = P_1 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2. \quad (1.4)$$

Для рычажнага механізма (мал. 1.2) суадносіны паміж намаганнямі складуць:

$$P = R \frac{l_1}{l_2}. \quad (1.5)$$

Параўненне суадносін (1.4) і (1.5) паказвае, што гідрапрэс дае большы вынік па сіле (у квадратычнай залежнасці), чым рычажны механізм (лінейная залежнасць).

Выкарыстанне ўласцівага толькі вадкасцям механізму перадачы на адлегласць энергіі ціску (гл. закон Паскаля) робіць гідраўлічныя прэсы больш эфектыўнымі ў параўнанні з аналагамі механічнага прыцыпу дзеяння. Напрыклад, калі дыяметр вялікага поршня ў дзесяць разоў большы за дыяметр малога поршня, то гідрапрэс будзе ствараць на вялікім поршні намаганне ў 100 разоў вышэйшае, чым на малым поршні, а ў рычажным механізме пры такіх суадносінах плячэй (1.5) сіла на выхадзе павялічыцца толькі ў дзесяць разоў.

З улікам вагі поршняў і сіл трэння формула (1.4) прымае выгляд

$$P_2 = P_1 \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \eta, \quad (1.6)$$

дзе  $\eta = 0,8-0,9$  – каэфіцыент карыснага дзеяння гідраўлічнага прэса.

## 1.2. Ураўненне неразрыўнасці патоку

Вадкасць мае ўласцівасць суцэльнасці – гэта значыць, што вадкасць суцэльна запаўняе ўсю прастору патоку без стварэння пустэч. Такім чынам рух вадкасці адбываецца неразрыўна, і ў гэтым выпадку будзе справядліва ўраўненне неразрыўнасці руху, якое выводзіцца адпаведна з законам захавання рэчыва (масы). Разгледзем участак патоку вадкасці ў трубаправодзе паміж адвольна ўзятымі жывымі сячэннямі 1-1 і 2-2 (мал. 1.3). Адзначым, што *жывое сячэнне* – сячэнне ў патоку вадкасці, якое перпендыкулярна напрамку яго цячэння.

Закон неразрыўнасці руху фармулюецца наступным чынам: *расход вадкасці ў любым жывым сячэнні ўсталяванага патоку ёсць велічыня нязменная.*

Сапраўды, на падставе закона захавання рэчыва можна сцвярджаць, што на ўчастку патоку вадкасці ў трубаправодзе паміж жывымі сячэннямі 1-1 і 2-2 (мал. 1.3) праз сячэнне 1-1 будзе праходзіць колькасць масы вадкасці, роўная масе вадкасці, якая за той жа час выйдзе праз сячэнне 2-2. Інакш кажучы, масавы расход  $Q_m$  будзе аднолькавы ў любым жывым сячэнні патоку:

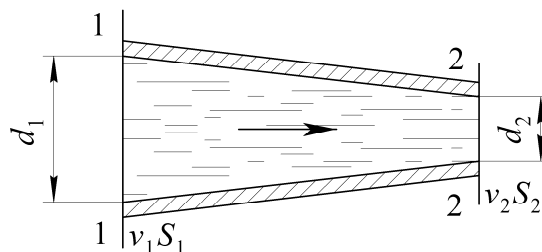
$$Q_m = \rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 = \text{const}, \quad (1.7)$$

дзе  $\rho_1$  і  $\rho_2$  – шчыльнасць вадкасці ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2;  $v_1$  і  $v_2$  – сярэдняя хуткасць вадкасці ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2.

Залежнасць (1.7) з'яўляецца ўраўненнем неразрыўнасці для струменя вадкасці ў агульным выглядзе, якое выкарыстоўваецца для аналізу патокаў газападобных вадкасцяў, да якіх адносяцца ўсе газы, а таксама пара.

У тым выпадку, калі разглядаецца паток кропельнай (маласціскальнай) вадкасці, то яе шчыльнасць застаецца нязменная ( $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$ ) і ўраўненне (1.7) прымае больш простую форму запісу:

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2 = \text{const}. \quad (1.8)$$



Мал. 1.3. Участак патоку вадкасці ў трубаправодзе

З ураўнення (1.8) вынікае, што для кропельных вадкасцяў выконваецца ўмова нязменнасці (const) аб'ёмнага расходу  $Q$  у любым жывым сячэнні патоку, а сярэднія хуткасці патоку (мал. 1.3) у жывых сячэннях 1-1 і 2-2 будуць адваротна прапарцыянальнымі іх плошчам:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (1.9)$$

Калі выкарыстаць дыяметры трубаправода (патоку) у жывых сячэннях 1-1 і 2-2 (мал. 1.3), то выраз (1.9) прыме наступны выгляд:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}. \quad (1.10)$$

Выкарыстанне закону неразрыўнасці патоку вадкасці забяспечвае бесперапынную і эфектыўную работу гідраўлічных машын. Для гідраўлічных устаноў, якія пампуюць кропельныя вадкасці, можа ўзнікнуць сітуацыя парушэння суцэльнасці патоку. Гэта магчыма ў момант запуску ўстаноўкі, калі не адбываецца папярэдняе запаўненне вадкасцю гідраліній (у першую чаргу на лініі ўсмоктвання), а таксама – у выпадку ўзнікнення з'явы кавітацыі (гл. далей падраздзел 1.4).

### 1.3. Ураўненне Бернулі і вызначэнне страт напору ў патоку рэальнай вадкасці

Ураўненне Бернулі ўяўляе сабой ураўненне энергетычнага балансу (захавання энергіі) у патоку вадкасці і можа быць запісана для любых двух жывых сячэнняў, напрыклад, 1-1 і 2-2 (мал. 1.3).

Найбольшае выкарыстанне атрымала форма запісу ўраўнення Бернулі, у якім яго складовыя прадстаўлены ў выглядзе напораў:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}, \quad (1.11)$$

дзе  $Z$  – геаметрычны напор (патэнцыяльная энергія становішча), м;  $p / \rho g$  – п'езаметрычны напор (патэнцыяльная энергія ціску), м;  $v^2 / 2g$  – дынамічны (хуткасны) напор (кінетычная энергія патоку), м;  $\sum h_{1-2}$  – страты энергіі патоку вадкасці паміж жывымі сячэннямі 1-1 і 2-2;  $\alpha$  – каэфіцыент Карыёліса, які ўлічвае нераўнамернасць размеркавання мясцовых хуткасцяў у жывым сячэнні патоку.

Для ламінарнага рэжыму –  $\alpha = 2$ , а для турбулентнага –  $\alpha \approx 1$ .



У выніку работы па пераадоленні сіл трэння частка кінетычнай энергіі патоку пераўтвараецца ў цеплавую і рассеіваецца ў навакольным асяроддзі. Менавіта таму, як паказана ніжэй, удзельная кінетычная энергія  $v^2 / 2g$  знаходзіцца ў аснове формул па вызначэнні страт энергіі ў патоку вадкасці.

Сумарныя энергетычныя страты  $\sum h_{1-2}$  могуць уключаць страты напору як па даўжыні патоку (трубаправода), так і страты ў мясцовых супраціўленнях. Апошнія ўзнікаюць у выпадку змянення формы і накірунку русла патоку: рознага выгляду пашырэнні, звужэнні, павароты і г. д.

Страты напору ў мясцовых супраціўленнях  $h_m$  разлічваюцца па формуле Вейсбаха:

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (1.12)$$

дзе  $\xi$  – каэфіцыент мясцовах супраціўленняў, які вызначаецца эмпірычна і бярацца з даведчаных табліц.

Страты напору па даўжыні патоку  $h_d$  вызначаюцца па формуле Дарсі – Вейсбаха:

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.13)$$

дзе  $\lambda$  – каэфіцыент Дарсі гідраўлічнага трэння па даўжыні трубаправода, які разлічваецца па эмпірычнай формуле для адпаведнай канкрэтнай зоны гідраўлічнага супраціўлення.

Зона гідраўлічнага супраціўлення вызначаецца ў залежнасці ад значэння ліку Рэйнальдса  $Re$ :

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.14)$$

дзе  $\nu$  – кінематычная вязкасць вадкасці,  $m^2/s$ .

Калі  $Re < 2320$ , то рух вадкасці адпавядае ламінарнаму рэжыму і каэфіцыент Дарсі  $\lambda$  знаходзіцца па залежнасці

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1.15)$$

У выпадку турбулентнага руху вадкасці выбар зоны гідраўлічнага супраціўлення залежыць ад *гладкасці труб*  $d / \Delta_{\Sigma}$ . *Эквівалентная шурпатаць*  $\Delta_{\Sigma}$  унутраных сценак трубаправода бярацца з эмпірычных табліц у залежнасці ад дыяметра  $d$ , матэрыялу і тэрміну эксплуатацыі трубаправода.

Дыяпазон  $2320 < Re < 20 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}$  адпавядае зоне гідраўлічна гладкіх

труб. Каэфіцыент Дарсі  $\lambda$  разлічваецца па формуле

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (1.16)$$

Калі  $20 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}} < Re < 500 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}$ , то вадкасць рухаецца ў зоне змешанага супраціўлення і каэфіцыент Дарсі

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (1.17)$$

Пры суадносінах  $Re > 500 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}$  рух патоку вадкасці адпавядае зоне квадратычнага супраціўлення. Тады каэфіцыент Дарсі  $\lambda$  вызначаецца наступным чынам:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}. \quad (1.18)$$

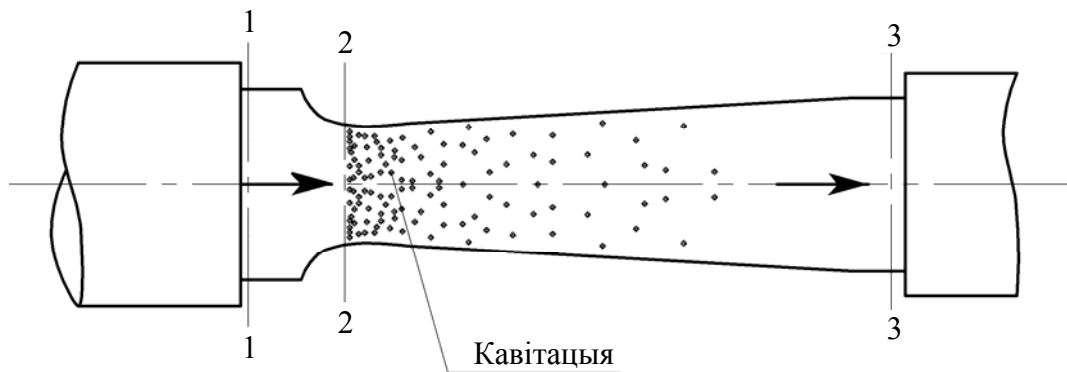
## 1.4. Кавітацыя

Даволі часта падчас руху вадкасці ў закрытых магістралях (напрыклад, у напорным трубаправодзе) адбываецца з'ява, звязаная са зменай аграгатнага стану вадкасці, г. зн. пераўтварэннем яе ў пару і выдзяленнем пры гэтым газаў, якія былі раствораны ў вадкасці (працэс закіпання вадкасці).

Наглядна гэту з'яву можна прадэманстраваць на простым устройстве, што складаецца з трубы, на асобным участку якой знаходзіцца празрыстая трубка Вентуры (мал. 1.4). Вада пад ціскам рухаецца ад сячэння 1-1 праз сячэнне 2-2 да сячэння 3-3. Як відаць з малюнка, сячэнне 2-2 мае меншы дыяметр. Хуткасць патоку вадкасці ў трубе можна змяняць, напрыклад, кранам, пастаўленым пасля сячэння 3-3.

Пры невялікай хуткасці ніякіх бачных змен у руху вадкасці не адбываецца. Пры яе павелічэнні ў вузкім сячэнні 2-2 трубкі Вентуры з'яўляецца выразная зона ўзнікнення бурбалак газу. Гэта вобласць мясцовага кіпення, г. зн. утварэння пары з выдзяленнем растварапага

ў вадзе газу. Далей пры падыходзе вадкасці да сячэння 3-3 гэта з'ява знікае. Яна абумоўлена наступным. З ураўнення Бернулі (1.11) вядома, што з павелічэннем хуткасці ў патоку вадкасці ціск (напор) у ёй зніжаецца. Таму пры цяжэнні вадкасці праз мясцовае звужэнне 2-2 паводле ўраўнення неразрыўнасці патоку (1.8) будзе павялічвацца хуткасць з адначасовым падзеннем ціску ў гэтым месцы. Калі абсалютны ціск дасягне значэння, роўнага значэнню *ціску пары насычэння*  $p_{п.н}$  пры дадзенай тэмпературы вадкасці, то тады ў гэтым месцы струменя будзе назірацца (мал. 1.4) інтэнсіўнае выдзяленне газу і парайтварэнне (кіпенне). Такая з'ява называецца *кавітацыяй*.



Мал. 1.4. Схема трубки для дэманстрацыі кавітацыі

Пры наступным руху вадкасці да сячэння 3-3 дыяметр трубаправода павялічваецца і згодна з (1.10) хуткасць патоку памяншаецца. У адпаведнасці з балансам энергій у патоку (1.11) ціск вадкасці  $p$  узрасце вышэй за значэнне ціску пары насычэння  $p_{п.н}$  і адбудзецца рэзкае памяншэнне памераў бурбалак (схлопванне). У пунктах іх знікнення адбываецца рэзкае павелічэнне ціску да некалькіх дзесяткаў МПа, якое перадаецца на суседнія аб'ёмы вадкасці і праз іх на сценкі трубаправода. У выніку шматлікіх мясцовых падвышэнняў ціскаў (гідраўдараў) узнікае вібрацыя і шум.

Такім чынам, кавітацыя – гэта мясцовае парушэнне суцэльнасці патоку з утварэннем паравых і газавых бурбалак (каверн), абумоўленае мясцовым падзеннем ціску ў струмені.

Кавітацыя ў звычайных выпадках з'яўляецца непажаданай з'явай, і яе не варта дапушчаць у трубаправодах і іншых элементах гідрасістэм. Кавітацыя ўзнікае ў кранах, вентылях, засаўках, жыклёрах, нават у гідрамашынах (помпах і рухавіках). Яна зніжае каэфіцыент карыснага дзеяння ў гідрасістэмах, а падчас доўгага ўздзеяння кавітацыі адбываецца разбурэнне дэталей, схільных да вібрацыі. Акрамя

гэтага, руйнуюцца сценкі трубаправодаў, памяншаецца іх прапускная здольнасць, а з прычыны памяншэння жывога сячэння трубы парушаецца суцэльнасць патоку.

## 1.5. Ураўненне захавання імпульсу

Тэарэма аб захаванні імпульсу добра вядома з механікі цвёрдага цела і засноўваецца на другім і трэцім законах Ньютана.

Нагадаем, што *імпульсам цела* (колькасцю руху) называецца вектарная велічыня, роўная здабытку масы цела  $m$  на яго хуткасць  $v$ . Паводле другога закона Ньютана паскарэнне цела масай  $m$  пад дзеяннем вонкавай сілы  $P$  будзе роўна:

$$a = \frac{P}{m}. \quad (1.19)$$

У выпадку роўнапаскоранага руху цела яго паскарэнне вызначаецца:

$$a = \frac{v - v_0}{t}, \quad (1.20)$$

дзе  $v$  і  $v_0$  – хуткасць фізічнага цела адпаведна ў канцы і пачатку інтэрвалу часу  $t$ .

Прыраўнуем (1.19) і (1.20) і атрымаем, што

$$mv - mv_0 = Pt. \quad (1.21)$$

Калі разглядаць рух цела ў адзінку часу (1 секунду), то

$$mv - mv_0 = P. \quad (1.22)$$

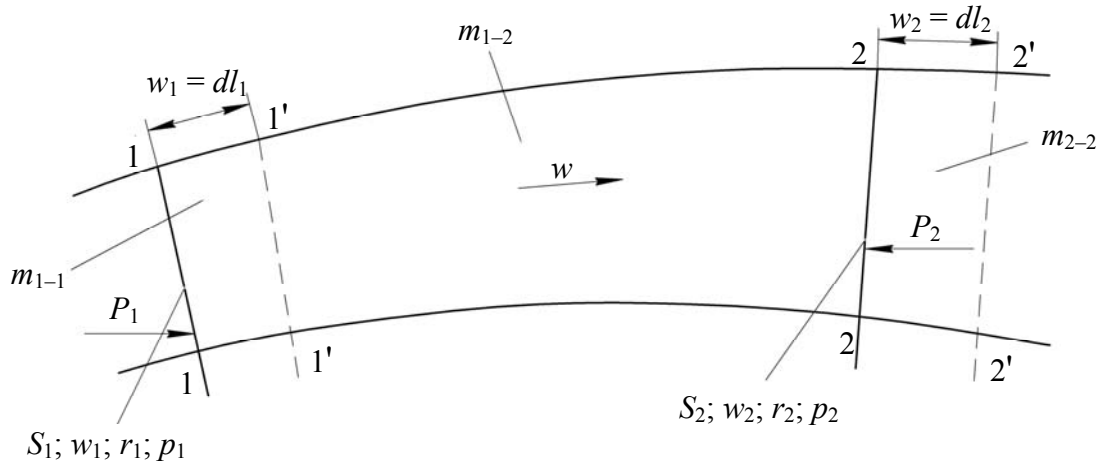
Такім чынам, змена колькасці руху цела (імпульсу сілы) у адзінку часу роўна суме ўсіх вонкавых сіл, якія дзейнічаюць на масу  $m$  гэтага цела. Дадзеная тэарэма ўжываецца і да вадкасцяў.

Выкарыстаем схему руху струменя вадкасці з вылучаным аб'ёмам  $V_{1-2}$  (мал. 1.5). На малюнку 1-1 і 2-2 – жывыя (перпендыкулярныя струменю) сячэнні, якія абмяжоўваюць аб'ём  $V_{1-2}$  з масай  $m_{1-2}$ . За адзінку часу  $t = 1$  с маса вадкасці  $m_{1-2}$  вылучанага аб'ёму  $V_{1-2}$  перамясціцца і будзе займаць месца ўжо паміж жывымі сячэннямі 1'-1' і 1'-2'. Секундныя перамяшчэнні  $dl$  межаў вылучанага аб'ёму з масай  $m_{1-2}$  будуць адпавядаць сярэднім хуткасцям  $w_1$  і  $w_2$  у сячэннях 1-1 і 2-2.

Аб'ём  $V_{1'-2'}$  складаецца з аб'ёмаў  $V_{1'-2}$  і  $V_{2-2'}$ . Колькасць руху масы вадкасці ў аб'ёме  $V_{1'-2'}$  роўна суме колькасцяў руху мас вадкасці ў аб'ё-

мах  $V_{1-2}$  і  $V_{2-2'}$ . Пры гэтым для кропельных (маласціскальных) вадкасцяў з умовы закона захавання рэчыва будзе:

$$V_{1-2} = V_{1'-2'}$$



Мал. 1.5. Схема руху патоку вадкасці

Для газападобных вадкасцяў у выніку іх лёгкай сціскальнасці аб'ёмы  $V_{1-2}$  і  $V_{1'-2'}$  могуць быць не роўнымі, але будзе захоўвацца роўнасць мас гэтых аб'ёмаў:

$$m_{1-2} = m_{1'-2'}$$

У сваю чаргу маса  $m_{1-2}$  складаецца:

$$m_{1-2} = m_{1-1'} + m_{1'-2'} \quad (1.23)$$

Аналагічна маса  $m_{1'-2'}$  уключае:

$$m_{1'-2'} = m_{1'-2} + m_{2-2'} \quad (1.24)$$

У сувязі з тым, што ў задачы (мал. 1.5) разглядаецца секунднае перамяшчэнне масы вылучанага аб'ёму, то масы  $m_{1-1'}$  і  $m_{2-2'}$  ва ўраўненнях (1.23) і (1.24) з'яўляюцца масавымі расходамі ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2 патоку і хуткасць іх руху будзе адпаведна роўна сярэднім хуткасцям патоку  $w_1$  у сячэнні 1-1 і  $w_2$  у сячэнні 2-2:

$$m_{1-1'} = \rho_1 V_{1-1'} = \rho_1 Q_1 = \rho_1 S_1 w_1, \quad (1.25)$$

$$m_{2-2'} = \rho_2 V_{2-2'} = \rho_2 Q_2 = \rho_2 S_2 w_2. \quad (1.26)$$

Маса  $m_{1'-2}$  з'яўляецца агульнай складовай для ўраўненняў (1.23) і (1.24). Пазначым хуткасць масы  $m_{1'-2}$  як  $w$ . Тады пры ўсталяваным руху секундная колькасць руху масы вадкасці  $m_{1-2} = m_{1'-2'}$  з ураўнення (1.22) будзе:

$$(m_{1-2} w + m_{2-2'} w_2) - (m_{1-1'} w_1 + m_{1'-2} w) = P. \quad (1.27)$$

Пасля пераўтварэнняў ураўненне (1.27) колькасці руху вадкасці ў аб'ёме паміж двума жывымі сячэннямі ўсталяванага патоку прыме выгляд

$$m_{2-2} \cdot w_2 + m_{1-1} \cdot w_1 = P. \quad (1.28)$$

З улікам (1.25) і (1.26) секундная змена колькасці руху паміж жывымі сячэннямі на вылучаным участку патоку:

$$\rho_2 Q_2 w_2 - \rho_1 Q_1 w_1 = Pl, \quad (1.29)$$

або

$$\rho_2 S_2 w_2^2 - \rho_1 S_1 w_1^2 = P. \quad (1.30)$$

Такім чынам, значэнні  $\rho_1 Q_1 w_1 = \rho_1 S_1 w_1^2$  і  $\rho_2 Q_2 w_2 = \rho_2 S_2 w_2^2$  з'яўляюцца секунднай колькасцю руху вадкасці ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2 усталяванага патоку вадкасці.

Вылучаны ў струмені аб'ём вадкасці паступальна рухаецца адносна сценак канала пад дзеяннем розніцы сіл ціскаў  $P_1$  і  $P_2$  на плошчы жывых сячэнняў 1-1 і 2-2 (мал. 1.5). Таму раўнадзейная вонкавая сіла  $P$ :

$$P = P_1 - P_2 = p_1 S_1 - p_2 S_2. \quad (1.31)$$

Тады

$$m_{2-2} \cdot w_2 - m_{1-1} \cdot w_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2, \quad (1.32)$$

$$\rho_2 Q_2 w_2 - \rho_1 Q_1 w_1 = p_1 S_1 - p_2 S_2. \quad (1.33)$$

Формулы (1.29), (1.30), (1.32) і (1.33) з'яўляюцца формамі запісу ўраўнення Эйлера аб колькасці руху ў патоку вадкасці, якое паказвае, што змена колькасці руху масы вадкасці ў адзінку часу будзе роўна суме ўсіх вонкавых сіл  $P$ , якія дзейнічаюць на гэту масу.

Левая частка ўраўнення (1.33) характарызуе кінетычную энергію патоку, а правая частка – патэнцыяльную энергію ціску. Таму пакажам праз залежнасць (1.33) закон захавання энергіі ў патоку вадкасці:

$$\rho_2 Q_2 w_2 + p_2 S_2 = \rho_1 Q_1 w_1 + p_1 S_1, \quad (1.34)$$

або

$$\rho Q w + p S = \text{const},$$

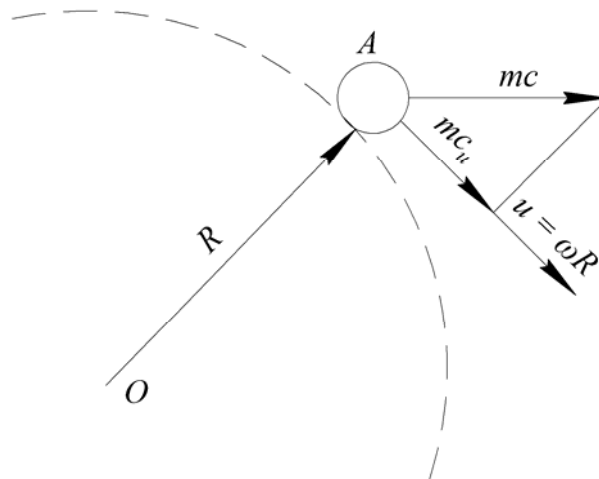
$$\rho w^2 S + p S = S(\rho w^2 + p) = \text{const}. \quad (1.35)$$

Сапраўды, пры ўсталяваным руху патоку на месца кожнай часцінкі ў вылучанай масе вадкасці прыйдзе іншая, якая валодае тымі ж

уласцівацямі (шчыльнасцю, хуткасцю і г. д.). Таму для азначэння колькасці руху дастаткова ведаць толькі тое, што адбываецца на межах вылучанай масы вадкасці.

У тым выпадку, калі струмень вадкасці здзяйсняе рух, які складаецца з адноснага руху з хуткасцю  $w$  уздоўж канала патоку і пераноснага вярчальнага руху разам з каналам адносна восі  $O$  з акружнай хуткасцю  $u$ , то неабходна выкарыстаць моманты колькасці рухаў.

Разгледзім цела  $A$  (мал. 1.6) масай  $m$ , якое рухаецца з абсалютнай хуткасцю  $c$ .



Мал. 1.6. Схema вызначэння моманту колькасці руху

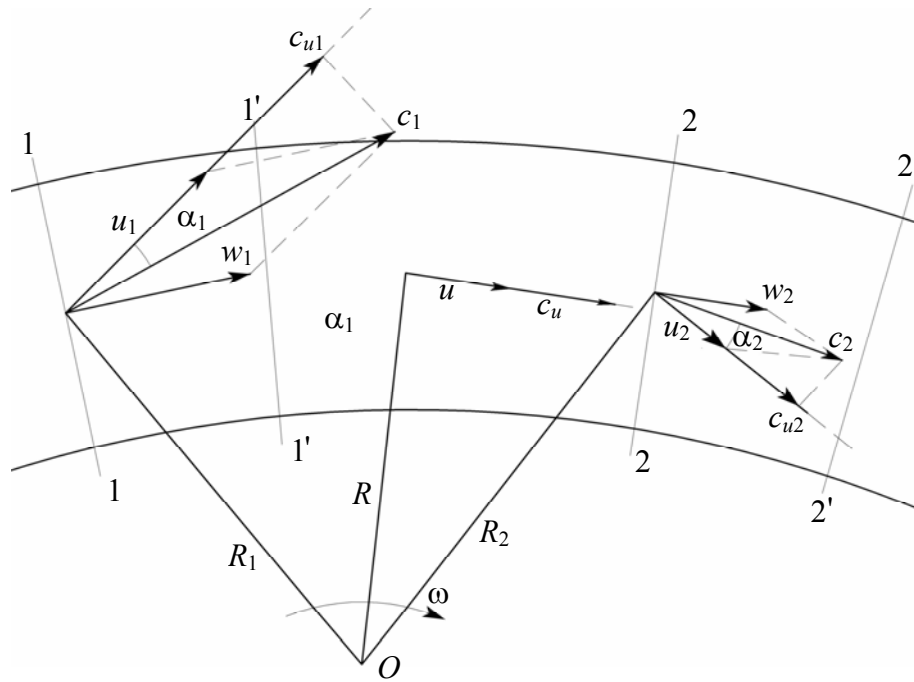
З механікі цвёрдага цела вядома, што для цела  $A$  з масай  $m$  і абсалютнай хуткасцю  $c$  момант яго колькасці руху адносна пункта  $O$  роўны здабытку радыуса павароту  $R$  і праекцыі колькасці руху цела  $mcs \cos \alpha$ , якая спраектавана на кірунак акружнай хуткасці  $u$  (мал. 1.6). Секундная змена моманту колькасці руху будзе адпавядаць моманту вонкавых сіл, якія дзейнічаюць на дадзенае цела:

$$M = Rmc \cos \alpha.$$

Калі праекцыю  $c \cos \alpha$  абсалютнай хуткасці на лінію вектара пераноснай хуткасці  $u$  пазначыць знакам  $c_u$ , то секундная змена моманту колькасці руху прымае выгляд

$$M = Rmc_u. \tag{1.36}$$

Разгледзім ураўненне момантаў колькасці руху для ўсталяванага патоку вадкасці (мал. 1.7) у тым выпадку, калі ён будзе здзяйсняць, акрамя паступальнага руху адносна сценак канала, яшчэ і пераносны рух сумесна з каналам, які раўнамерна круціцца адносна восі  $O$ .



Мал. 1.7. Схема вызначэння моманту колькасці руху патоку вадкасці

Вызначэнне секунднай змены моманту колькасці руху масы патоку вадкасці падобна папярэдняй выснове аб змене колькасці руху (формула (1.27)), але трэба ўлічваць, што згодна з выразам (1.36) для разліку прымаецца не сама абсалютная хуткасць  $c$ , а яе праекцыя  $cc\cos\alpha = c_u$ .

Аналагічна атрыманым раней ураўненням (1.33) і (1.34) *секундная змена моманту колькасці руху патоку вадкасці роўна моманту  $M$  вонкавых сіл, якія дзейнічаюць на паток:*

$$\rho_2 Q_2 c_{u2} R_2 - \rho_1 Q_1 c_{u1} R_1 = M, \quad (1.37)$$

$$\rho_2 Q_2 c_{u2} R_2 - \rho_1 Q_1 c_{u1} R_1 = S_1 p_1 R_1 - S_2 p_2 R_2. \quad (1.38)$$

Ураўненні (1.37) і (1.38) паказваюць, што *секундная змена моманту колькасці руху масы вадкасці, якая працякае ў адзінку часу пры пераходзе ад аднаго сячэння да іншага, роўна моманту вонкавых сіл, прыкладзеных да струменя паміж гэтымі сячэннямі.*

Асаблівасць выкарыстання ў гідраўліцы ўраўненняў аб колькасці руху (1.29), (1.30) і моманце колькасці руху (1.37), (1.38) складаецца ў тым, што для іх ужывання патрабуюцца дадзеныя аб стане патоку толькі на мяжы вылучанага аб'ёму вадкасці, значэнні расходаў  $Q_1$  і  $Q_2$ , ціскаў  $p_1$  і  $p_2$ , плошчаў жывых сячэнняў  $S_1$  і  $S_2$ . Гэта дае магчымасць праводзіць даследаванні шматлікіх гідрасістэм без закранання ўсяго спектра гідрадынамічных з'яў унутры прасторы гідрасістэмы, дастаткова разгледзець параметры толькі на ўваходзе і выхадзе з гідрасістэмы.



## 1.6. Тэарэма Жукоўскага і асновы гідрадынамікі лопасцевых нагнятальнікаў

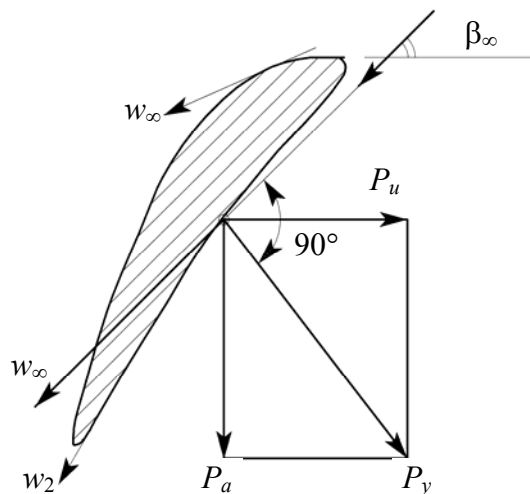
Тэарэма Жукоўскага аб пад'ёмнай сіле профілю паказвае залежнасць паміж сілай, якая дзейнічае на профіль, і цыркуляцыяй хуткасці вакол профілю. Паводле тэарэмы пад'ёмная сіла лопасці, якая рухаецца ў неабмежаванай прасторы (ізаляваная лопасць), вызначаецца формулай

$$P_y = \rho w T_t, \quad (1.39)$$

дзе  $w$  – адносная хуткасць струменя, які набягае;  $T_t$  – цыркуляцыя па контуры, які ахоплівае лопасць.

Калі разглядаць ізаляваную лопасць, відавочна, што яна не змяняе параметраў струменя – адносная хуткасць перад лопасцю і за ёй аднолькавая.

Рашотка лопасцяў, як бачна на мал. 1.8, змяняе значэнне і кірунак адноснай хуткасці ( $w_1 \neq w_2$ ). У гэтым складаецца істотнае адрозненне ў дзеянні ізаляванай лопасці і рашоткі лопасцяў на паток.



Мал. 1.8. Сілы, якія дзейнічаюць з боку лопасці на паток

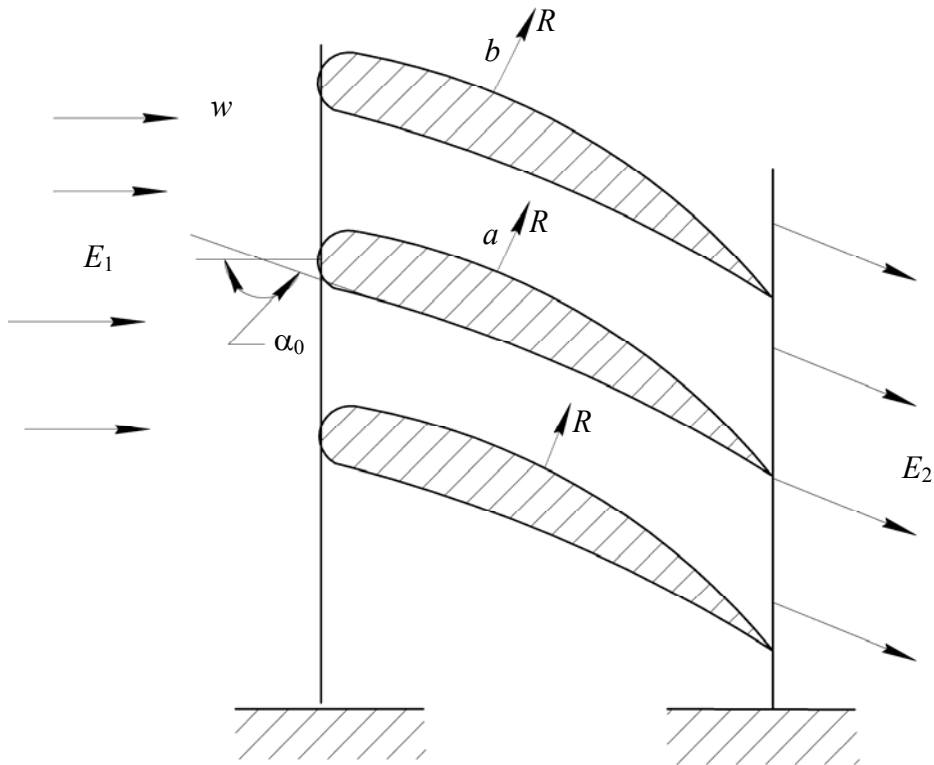
З мал. 1.8. ясна, што  $w_\infty$  уяўляе сабой сярэдняю вектарную хуткасць:

$$w_\infty = \frac{1}{2}(\vec{w}_1 + \vec{w}_2). \quad (1.40)$$

У выпадку абцякання рашоткі газам шчыльнасць  $\rho$  ва ўраўненні (1.39) можна лічыць сярэднеарыфметычнай шчыльнасцяў уваходу і выхаду.

Няцяжка пераканацца, што кірунак сілы  $P_y$  нармальны да вектара  $w_\infty$  (мал. 1.8).

Прынцып дзеяння пад'ёмнай сілы Жукоўскага разгледзем на прыкладзе патоку вадкасці, які абцякае рашоткі аэрадынамічных профіляў (мал. 1.9). Няхай маецца нерухома рашотка, складзеная з профіляў несіметрычнага сячэння, усталяваных пад некаторым вуглом  $\alpha_0$  да струменя вадкасці, які рухаецца з адноснай хуткасцю  $w$ . Паток пры падыходзе да ніжняй часткі профілю адхіляецца і змяняе свой кірунак, гэта звязана са зменай хуткасці. Таму тыя часцінкі вадкасці, якія абцякаюць профіль знізу, тармозяцца.



Мал. 1.9. Схема абцякання патокам рашоткі аэрадынамічных профіляў

Атрымліваецца, што хуткасць вадкасці побач з пунктам  $a$  ( $w_a$ ) меншая за хуткасць побач з пунктам  $b$  ( $w_b$ ). У адпаведнасці з ураўненнем Бернулі ціск у пункце  $a$  ( $p_a$ ) будзе большы за ціск у пункце  $b$  ( $p_b$ ), г. зн.  $p_b < p_a$ . Такім чынам, на кожны профіль рашоткі дзейнічае сіла ціску, якая дае выніковую  $R$ . Сумарная сіла ўздзеяння патоку на рашотку вызначыцца сумай усіх сіл, што дзейнічаюць на кожны профіль. Але да таго, пакуль рашотка нерухома, ніякай работы сумарная сіла ўздзеяння патоку на рашотку не выконвае, і энергія ў патоку вадкасці да рашоткі  $E_1$  роўна энергіі струменя за рашоткай  $E_2$ . Але дастаткова пазбавіць і даць магчымасць рашотцы перамяшчацца з некаторай пераноснай хуткасцю  $u$ , як сіла  $R$  пачне выконваць работу. На ажыццяўленне работы

па пераносе рашоткі будзе выкарыстана пэўная энергія, і тады ў выніку энергія патоку за рашоткай  $E_2$  паменшыцца.

Разгледжаны прыклад абцякання патокам вадкасці рашоткі тлумачыць работу турбін (патак вадкасці круціць турбіну). Для таго каб ад турбіны перайсці да помпы, дастаткова прымусіць рухацца лопасцевае кола нагнятальніка, якое ўяўляе сабой рашотку несіметрычна ўсталяваных профіляў, што прыводзяцца ў дзеянне (кручэнне) пры дапамозе электрарухавіка. Пераносны рух, выкліканы вярчэннем рабочага кола, і несіметрычнае размяшчэнне профілю ў дачыненні да вадкасці выклікаюць з'яўленне сіл рэакцыі паміж профілем і вадкасцю. Падчас работы гэтых сіл ажыццяўляецца перадача энергіі вадкасці, у выніку чаго адбываецца адносны рух вадкасці і, такім чынам, яе бесперапыннае нагнятанне.

### 1.7. Ціск струменя вадкасці на паверхні агароджы

Велічыня ціску струменя, які ўздзейнічае на сценку агароджы, залежыць ад адлегласці насадка (выхаду струменя) да агароджы. З павелічэннем адлегласці струмень расейваецца і ціск памяншаецца. Устаноўлена, што струмень можа быць падзелены на тры характэрныя часткі: кампактную, раздробненую і распыленую (мал. 1.10).

У межах кампактнай часткі захоўваецца цыліндрычная форма струменя без парушэння суцэльнасці руху. У межах раздробненай часткі яго суцэльнасць парушаецца, пры гэтым струмень паступова пашыраецца. У інтэрвале распыленай часткі струменя адбываецца канчатковы распад яго на асобныя кроплі.

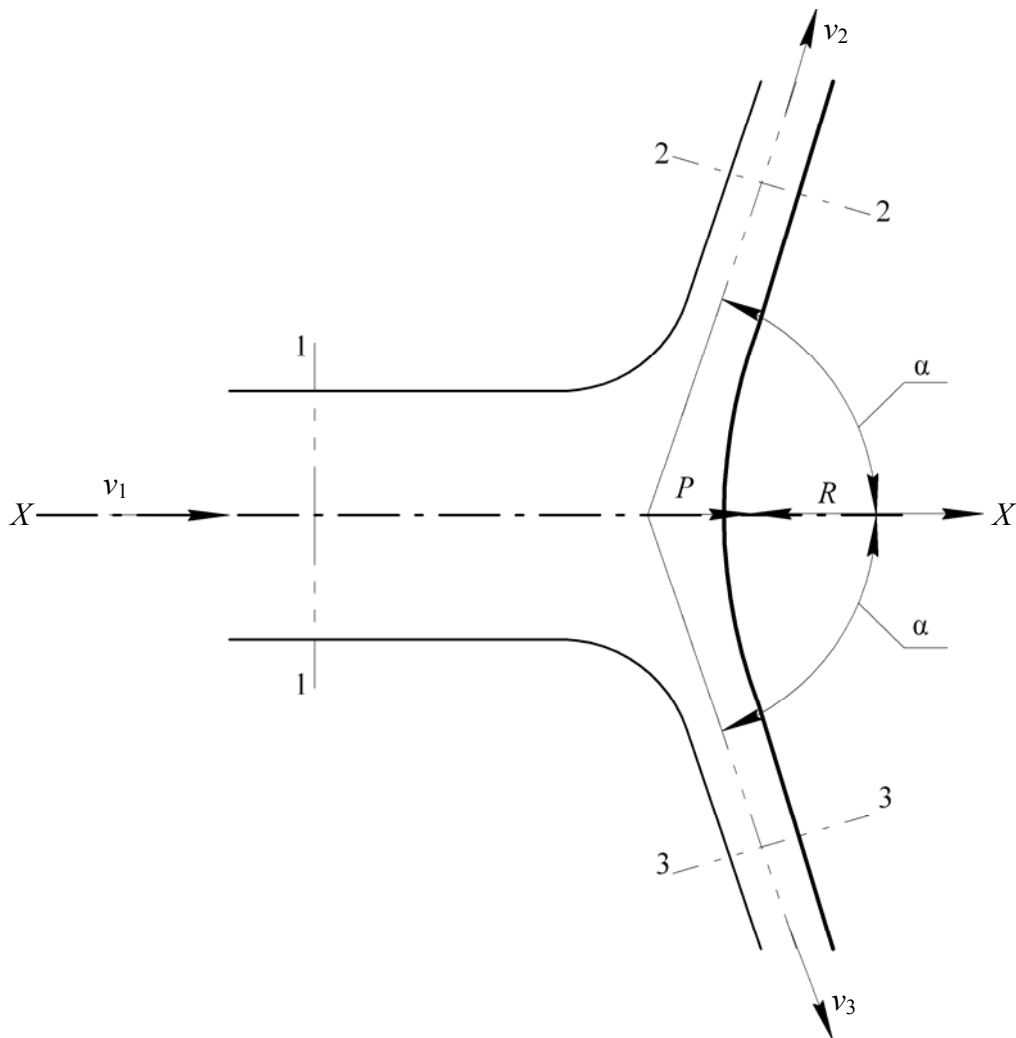


Мал. 1.10. Складовыя часткі свабоднага струменя

Разгледзім уздзеянне на агароджу кампактнага струменя. Сілу ціску струменя на агароджу звычайна называюць *сілай уздзеяння*, або *сілай удару* струменя. У інжынернай практыцы эфект удару струменя выкарыстоўваецца даволі шырока, напрыклад пры ўздзеянні струменя вадкасці на лопасці рабочых колаў актыўных гідраўлічных турбін. Значэнне сілы ўдару струменя залежыць ад сярэдняй хуткасці і памераў папярочнага сячэння струменя вадкасці, формы і памераў агароджы і яе размяшчэння адносна струменя.

Вызначэнне сілы ціску струменя вельмі важная практычная задача, якая вырашаецца на падставе ўраўнення колькасці руху (1.25).

Засяродзім увагу на агульным выпадку ўдару струменя вадкасці аб сіметрычную адносна струменя па восі  $X$  нерухомую агароджу, якая мае выгляд цыліндрычнай крывалінейнай паверхні (мал. 1.11).



Мал. 1.11. Удар струменя вадкасці аб сіметрычную нерухомую агароджу з цыліндрычнай крывалінейнай паверхняй

Пасля ўдару струмень расцякаецца ў процілеглых бакі пад вугламі  $\alpha$  сіметрычна восі  $X$ . Тады згодна з ураўненнем Эйлера аб колькасці руху (1.29) і (1.30) праекцыі на вось  $X$  вектараў колькасці руху струменя на ўваходзе і выхадзе (па сячэннях 1-1, 2-2 і 3-3 мал. 1.11) будуць роўны:

$$\rho v Q - (\rho_2 v_2 Q_2 + \rho_3 v_3 Q_3) = -R. \quad (1.41)$$

На падставе сіметрыі струменя і крывалінейнай паверхні агароджы адносна восі  $X$  (калі  $\alpha_1 = \alpha_2$ ) можна лічыць, што шчыльнасці, хуткасці і расходы сіметрычных частак струменя да і пасля ўдару аб агароджу аднолькавыя:  $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$ ;  $v_1 = v_2 = v_3$ ;  $Q_2 = Q_3 = Q / 2$ . Тады ўраўненне (1.41) прыме выгляд

$$P = -R = \rho v Q (1 - \cos \alpha), \quad (1.42)$$

або

$$P = -R = \rho v^2 S (1 - \cos \alpha). \quad (1.43)$$

Ураўненні (1.41)–(1.43) з'яўляюцца рознымі формамі запісу абагульненага выразу для вызначэння сілы рэакцыі паверхні  $R$  і роўнай ёй па значэнні, але процілегла накіраванай сілы ціску струменя вадкасці  $P$ .

Зробім аналіз для большасці выпадкаў удару струменя аб агароджу. На мал. 1.12 паказаны паверхні агароджы, якія найбольш часта сустракаюцца на практыцы, і ўраўненні па вылічэнню ціску струменя на іх.

Калі агароджай з'яўляецца плоская пласціна, якая размешчана перпендыкулярна да восі  $X$  струменя (мал. 1.12, *a*), тады  $\alpha = 90^\circ$ ,  $\cos \alpha = 0$  і сіла ціску струменя з (1.43):

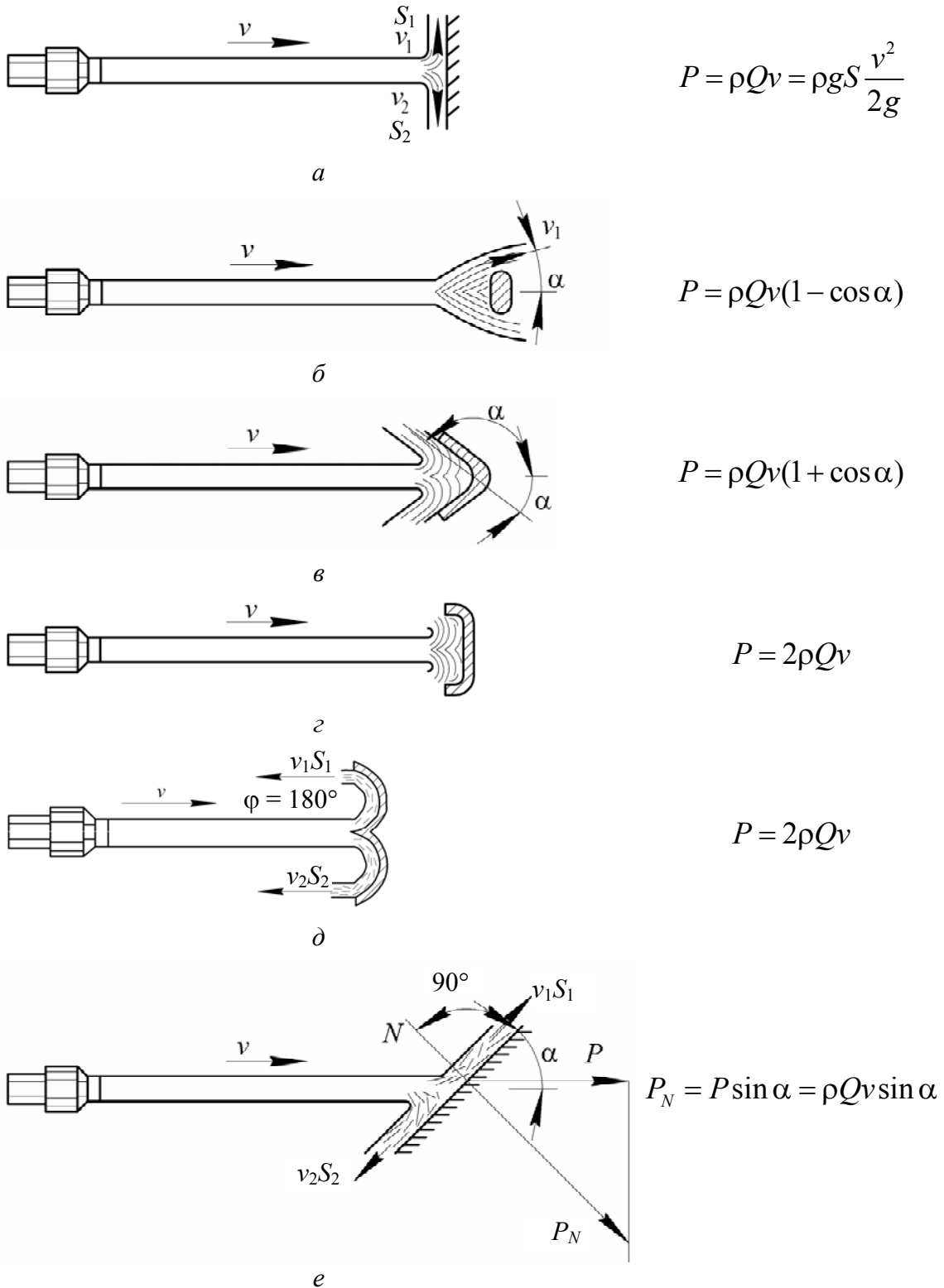
$$P = -R = \rho v Q = \rho v^2 S = 2\rho g S \left( \frac{v^2}{2\rho g} \right). \quad (1.44)$$

Ураўненне (1.44) паказвае, што сіла ціску струменя на плоскую паверхню (мал. 1.12, *a*) адпавядае двухразовай вазе (г. зн. павялічанай у 2 разы сіле цяжару) слупа вадкасці, які мае вышыню, роўную хуткаснаму напору  $v^2 / 2g$ , і сячэнне  $S$ , роўнае папярочнаму сячэнню струменя на выхадзе з насадкі (мал. 1.10).

У выпадку калі агароджа (мал. 1.12, *a*) знаходзіцца ў непасрэднай блізкасці ад адтуліны выцякання струменя, у формулу (1.44) зручна падставіць выраз па вызначэнні хуткасці выцякання струменя праз адтуліну ў тонкай сценцы, або насадкі (мал. 1.10):

$$u_1 = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (1.45)$$

дзе  $\varphi$  – каэфіцыент хуткасці, які набліжана можна прыняць роўным адзінцы.



Мал. 1.12. Узаємодія струменя вадкасті з нерухомаю агароджай:  
 а – з плоскаю перпендыкулярнаю паверхняю; б – з абцякальнаю пласцінкаю;  
 в – з выгнутаю пад вуглом  $\alpha$  паверхняю; г – з выгнутаю пад вуглом  $180^\circ$  паверхняю;  
 д – з з-вобразнаю паверхняю; е – з нахіленаю плоскаю паверхняю

У выніку для вызначэння сілы ціску струменя на агароджу атрымліваем наступны выраз:

$$P = 2\rho gSH. \quad (1.46)$$

З формулы (1.46) бачна, што сіла ціску струменя вадкасці з сячэннем  $S$ , якая выцякае з адтуліны пад напорам  $H$  (мал. 1.10) на перпендыкулярную да яе пласціну (мал. 1.12, *a*), атрымліваецца ў 2 разы большай за сілу гідрастатычнага ціску вадкасці  $\rho gSH$  на той жа плошчы, пры той жа глыбіні  $H$  яе апускання пад свабоднай паверхняй.

На мал. 1.12, *б, в* паказаны выпадкі, калі разлік сіл ціску струменя на агароджу выконваецца па залежнасцях (1.42), (1.43).

Калі агароджа (мал. 1.12, *г, д*) уяўляе сабой крывалінейную паверхню, якая адхіляе струмень вадкасці на вугал у  $180^\circ$  (такую форму маюць лапаткі актыўных гідраўлічных турбін), то сіла ціску струменя перавышае гідрастатычны ціск у 4 разы:

$$P = 2\rho v^2 = 4\rho gS. \quad (1.47)$$

Звернем увагу на агароджу ў выглядзе пласціны, якая знаходзіцца пад вуглом  $\alpha$  да восі струменя (мал. 1.12, *е*). Гэта з'ява звычайна называецца *косым ударам*. Сіла ціску струменя на пласцінку ў кірунку дзеяння будзе:

$$P = \rho v_1^2 S_1 \sin^2 \alpha. \quad (1.48)$$

Тады пры косым удары нармальная (перпендыкулярная) да паверхні агароджы сіла ціску  $P_N$  струменя складзе:

$$P_N = P \sin \alpha = \rho v_1^2 S_1 \sin \alpha = \rho Qv \sin \alpha. \quad (1.49)$$

## 2. ПРЫЗНАЧЭННЕ І АСНОЎНЫЯ ХАРАКТАРЫСТЫКІ ГІДРАМАШЫН

### 2.1. Прызначэнне і класіфікацыя гідрамашын па энергетычнаму прынцыпу дзеяння

*Гідраўлічныя машыны* – машыны, у якіх выканаўчыя механізмы ўзаемадзейнічаюць з вадкасцю для атрымання або перадачы ёй механічнай энергіі. У залежнасці ад напрамку перадачы энергіі ў гідрамашыне (ад выканаўчага механізма або, наадварот, яму) яны дзеляцца на нагнятальнікі і гідраўлічныя рухавікі.

*Гідраўлічныя рухавікі* – гідрамашыны, у якіх энергія патоку вадкасці пераўтвараецца ў механічную работу выканаўчага механізма.

*Нагнятальнікі* – гідраўлічныя машыны, у якіх механічная работа выканаўчага механізма пераўтвараецца ў энергію вадкасці. Па гэтаму прынцыпу дзейнічаюць помпы, вентылятары і газадуўкі. Асноўныя адрозненні паміж імі абумоўлены іх прызначэннем. Помпы ствараюць паток кропельнай вадкасці (вада, масла і іншыя слабасціскальныя вадкасці), а вентылятары і газадуўкі пампуюць газападобныя вадкасці (паветра, розныя газы і газавыя сумясі). Таму разам помпы, вентылятары і газадуўкі адносяцца да нагнятальнікаў.

Аналагічную нагнятальнікам работу выконваюць і кампрэсары, але істотным адрозненнем іх ад нагнятальнікаў з'яўляецца выкананне механічнай работы ва ўмовах працякання выразных цеплавых працэсаў, якія аказваюць значны ўплыў на рабочы цыкл кампрэсара.

Па функцыі нагнятання вентылятары, газадуўкі і кампрэсары маюць адрозненне ў ступені павышэння ціску  $\varepsilon$ , якая паказвае ў колькі разоў ціск газа на выхадзе большы за ціск на ўваходзе ў нагнятальнік.

Вентылятары працуюць пры значэннях  $\varepsilon < 1,15$ , а газадуўкі маюць  $\varepsilon > 1,15$ . У канструкцыях вентылятараў і газадувак не выкарыстоўваюцца сістэмы прымусовага ахалоджвання аб'ёмаў, у якіх адбываецца сцісканне газу ў нагнятальніках.

Кампрэсары, як і газадуўкі, працуюць пры значэннях  $\varepsilon > 1,15$ , але ў іх канструкцыях прадугледжана спецыяльная сістэма ахалоджвання, якая прымусова ахалоджвае поласці, дзе сціскаецца газ.

Спосабы перадачы энергіі праз узаемадзеянне выканаўчага механізма і патоку вадкасці ў гідрамашынах могуць быць прынцыпова рознымі. Так, напрыклад, зусім па-рознаму дзейнічаюць такія гідрарухавікі, як гідратурбіна і гідрацыліндр. Асноўнае адрозненне ў іх рабоце



зключаецца ў характары энергіі, якую яны ўспрымаюць ад патоку вадкасці. Таму ў першую чаргу прывядзём класіфікацыю гідрамашын у залежнасці ад характару пераўтваральнай у іх энергіі вадкасці.

Як вядома з (1.11), поўная ўдзельная энергія патоку вадкасці, аднесеная да яе вагі, вызначаецца трыма складовымі ўраўнення Бернулі, сума якіх называецца *гідраўлічным (поўным) напорам H*:

$$H_{\Gamma} = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}. \quad (2.1)$$

Такім чынам, згодна з ураўненнем Бернулі па характары перадаваемай энергіі (становішча  $Z$ , ціску  $p / \rho g$  або кінетычнай  $v^2 / 2g$ ) гідрамашыны дзеляцца: на вадапад'ёмныя механізмы, гідрамашыны аб'ёмнага і дынамічнага дзеяння.

Вадапад'ёмныя гідрамашыны пераўтвараюць работу выканаўчага механізма ў патэнцыяльную энергію становішча вадкасці. Згодна з ураўненнем Бернулі яны павялічваюць геаметрычны напор  $Z$  вадкасці, якую пераносяць (падымаюць). Вадапад'ёмныя механізмы – гэта самыя першыя створаныя людзьмі гідрамашыны, з якіх найбольш старажытнай з'яўляецца «журавель». Да вадапад'ёмных машын можна аднесці і вінт Архімеда. Прапанаваны Архімедам яшчэ ў III ст. да н. э. механізм і на сённяшні дзень мае тэхнічнае ўжыванне. Так, напрыклад, шнэкавыя гідраўстаноўкі выкарыстоўваюць для пампавання сцёкавых (забруджаных) вод на невялікую вышыню, да васьмі метраў, з падачай ад 15 да 5000 л/с. ККДз шнэкавай гідраўстаноўкі дасягае 0,75. Шнэкавы механізм таксама можна аднесці і да дынамічных помпаў трэння.

Разгледзім дынамічны і аб'ёмны прынцыпы дзеяння гідрамашын на ўзорах работы адпаведных помпаў.

*Дынамічныя помпы* пераўтвараюць механічную работу выканаўчага механізма ў кінетычную энергію патоку вадкасці  $v^2 / 2g$  з наступным пераўтварэннем яе часткі ў патэнцыяльную энергію ціску  $p / \rho g$ . Таму ў дынамічных помпах ціск залежыць ад хуткасці руху выканаўчых механізмаў. Сілавое ўздзеянне на вадкасць у іх ажыццяўляецца ў праточнай камеры нязменнага аб'ёму, якая безперапынна злучана з уваходам і выходам помпы.

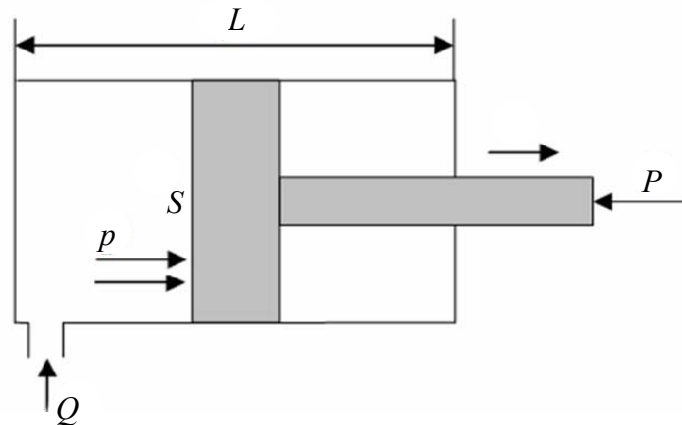
*Помпы аб'ёмнага дзеяння* пераўтвараюць механічную энергію выканаўчага механізма непасрэдна ў патэнцыяльную энергію ціску вадкасці  $p / \rho g$ . Гэта дасягаецца тым, што выканаўчы механізм спачатку павялічвае, а потым памяншае аб'ём рабочай камеры і такім чынам паэтапна ўсмоктвае і выціскае вадкасць з камеры. Работа помпаў

аб'ёмнага дзеяння грунтуецца на ўжыванні закона Паскаля, а ціск, які яны ствараюць, у адрозненні ад дынамічных помпаў не залежыць ад хуткасці руху выканаўчых механізмаў.

Аналіз па пераўтварэнні відаў энергій у гідрамашынах аб'ёмнага і дынамічнага дзеяння, прадстаўлены вышэй, паказвае, што механізм іх дзеяння звязаны з выкарыстаннем уласцівай толькі вадкасцям *патэнцыяльнай энергіі ціску* (такой формы энергіі ў механіцы цвёрдага цела няма).

Прынцыпы перадачы энергіі ў гідрарухавіках тыя ж самыя, як і ў аналагічных ім па назве помпах, толькі сама перадача адбываецца ў адваротнай паслядоўнасці, таму гідрарухавікі таксама дзеляцца на аб'ёмныя і дынамічныя.

Пакажам, як дзейнічае ў гідрамашынах патэнцыяльная энергія ціску  $p$  праз работу гідрацыліндра з падачай вадкасці  $Q$  з аднаго боку (мал. 2.1), г. зн. аднабаковага дзеяння.



Мал. 2.1. Рабочы ход гідрацыліндра аднабаковага дзеяння

Поршань гідрацыліндра пад уздзеяннем ціску вадкасці  $p$  рухаецца ў правы бок з хуткасцю  $v$  і пры гэтым выконвае работу  $A$  па пераадоленні намагання  $P$  на штоку:

$$A = PL = pSL = pV, \quad (2.2)$$

дзе  $L$ ,  $S$ ,  $V$  – адпаведна ход поршня, плошча поршня, аб'ём гідрацыліндра.

Правядзём аналіз работы гідрацыліндра. Для гэтага паслядоўна падзелім яго работу  $A$  на масу  $m$ , аб'ём  $V$  і вагу  $G$  вадкасці, якая дзейнічае ў гідрацыліндры:

$$e_m = \frac{A}{m} = \frac{pSL}{\rho SL} = \frac{p}{\rho} \text{ (Дж/кг)}, \quad (2.3)$$

$$e_v = \frac{A}{V} = \frac{pSL}{SL} = p \text{ (Па)}, \quad (2.4)$$

$$e_G = \frac{A}{G} = \frac{pSL}{\rho SLg} = \frac{p}{\rho g} \text{ (м)}. \quad (2.5)$$

Ураўненні (2.3), (2.4) і (2.5) паказваюць, што кожная адзінка масы, аб'ёму і вагі вадкасці ў гідрацыліндры выконвае работу, роўную адпаведна ціску, падзеленаму на шчыльнасць  $p / \rho$ , гідрастатычнаму ціску  $p$  і п'езаметрычнаму напору  $p / \rho g$ .

Такім чынам, з ураўнення (2.4) відавочна, што энергетычны сэнс гідрастатычнага ціску  $p$  – гэта работа, якую выконвае (або можа выканаць) адзінка аб'ёму вадкасці. Таму на ўзоры дзеяння гідрацыліндра (мал. 2.1) можна ўбачыць, як патэнцыяльная энергія сіл ціску  $p$  вадкасці пераўтвараецца ў механічную работу  $A$  выхаднога зв'язна (штока).

Калі на мал. 2.1 уявіць, што рух поршня пад уздзеяннем намагання  $P$  адбываецца ў левы бок, то яго можна разглядаць як рабочы рух паршнявой помпы. Тады механічная работа  $A$  выціскальніка (поршня) будзе пераўтварацца ў патэнцыяльную энергію сіл ціску  $p$  вадкасці.

Разгледжаны вышэй узор выразна паказвае, што паслядоўнасць працэсу пераўтварэння энергіі ў помпах адваротная гідрарухавікам. Таксама гэты прыклад дэманструе прынцыповую функцыянальную зварачальнасць у канструкцыях гідрамашын, г. зн. іх магчымасць працаваць у рэжыме работы як помпаў, так і гідрарухавікоў. Такія гідрамашыны называюцца *зварачальнымі*.

Па прынцыпу дзеяння большасць помпаў мае аналагі сярод гідрарухавікоў. Напрыклад, аналагамі гідрарухавікоў – гідрацыліндра і гідратурбіны – сярод помпаў з'яўляюцца адпаведна паршнявая і лопасцевая помпы. Такім чынам, зварачальнасць з'яўляецца канструктыўнай і функцыянальнай уласцівасцю як аб'ёмных, так і дынамічных гідрамашын, і шмат якія з гідрамашын могуць выконваць функцыі як помпаў, так і гідрарухавікоў.

Назвы помпаў і гідрарухавікоў звычайна характарызуюць іх асаблівасці – канструкцыйныя або прынцыпу дзеяння.

Дынамічныя помпы дзеляцца: на лопасцевыя (цэнтрабежныя і восевыя), помпы трэння (віхравыя, струменістыя, дыскавыя, шнэкавыя і г. д.), электрамагнітныя.

Да помпаў аб'ёмнага дзеяння адносяцца: зваротна-паступальныя (паршнявыя, плунжэрныя і дыяфрагмавыя), ротарныя (шасцяронныя, вінтавыя, пласціністыя, аксіяльна-паршнявыя, радыяльна-паршнявыя), крыльчатыя.

Па эксплуатацыйным параметрам гідрамашыны дзеляцца на рэверсійныя, рэгулюемыя і дазіровачныя.

Асноўныя параметры і разліковыя залежнасці гідрамашын (помпаў і гідрарухавікоў) падобны, а адрозненні ў іх абумоўлены тым, што для помпаў звычайна вядомы выхадныя гідрапараметры (ціск  $p$  і падача  $Q$ ), а для гідрарухавікоў – уваходныя (намаганне  $P$  на шток гідрацыліндра або круцячы момант  $M$  на вале гідраматора і хуткасць выканаўчага механізма).

## 2.2. Характарыстыкі гідраўлічных машын

Работа гідраўлічных машын характарызуецца падачай вадкасці ў помпах, а гідрарухавікоў – расходам вадкасці; ствараемым напорам (ціскам) у помпах або перападам напораў (ціскаў) у гідрарухавіках; магутнасцю; каэфіцыентам карыснага дзеяння; круцячым момантам на вале або намаганнем на штоку гідрамашыны; каэфіцыентам нераўнамернасці падачы гідрамашыны або яе каэфіцыентам пульсацыі; вышынёй усмоктвання і рабочым аб'ёмам (толькі для аб'ёмных гідрамашын).

*Падача  $Q_p$*  – колькасць вадкасці, якая падаецца праз напорны (выхадны) патрубак помпы ў адзінку часу. Такім чынам, падача вымяраецца расходам  $Q$  праз выхадны патрубак помпы і з'яўляецца *фактычнай (сапраўднай) падачай*.

*Фактычны (сапраўдны) расход  $Q_p$*  гідрарухавікоў таксама вызначаецца расходам  $Q$  праз яго напорны патрубак, але ў гідрарухавіках гэты патрубак будзе знаходзіцца заўсёды на ўваходзе ў гідрамашыну.

Расход гідрарухавікоў і падача помпаў можа вызначацца як аб'ёмная  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), масавая  $Q_m$  ( $\text{кг}/\text{с}$ ) і вагавая  $Q_G$  ( $\text{Н}/\text{с}$ ).

У цэлым падача або расход  $Q$  гідрамашыны залежыць ад яе канструкцыйных асаблівасцяў і памераў, ад хуткасці руху рабочых органаў, а таксама супраціўлення ў трубаправодзе (для помпаў аб'ёмнага дзеяння нязначна). У сувязі з гэтым па параметрах канструкцыі гідрамашыны заўсёды можна вызначыць яе *тэарэтычную падачу (расход)  $Q_T$* .

Фактычная (сапраўдная) падача помпы  $Q_p$  заўсёды меншая за тэарэтычную на  $\Delta Q$  – уцечкі ў гідрамашыне праз зазоры канструкцыі, а сапраўдны расход гідрарухавікоў  $Q_p$ , наадварот, будзе большы за тэарэтычную на  $\Delta Q$ :

$$Q_T = Q_p + \Delta Q; \quad Q_T = Q_p - \Delta Q. \quad (2.6)$$

Для вентилятараў, газадувак і кампрэсараў у параметр  $\Delta Q$  таксама будзе ўваходзіць велічыня  $\Delta Q_{\text{сц}}$  – страты, якія выкліканы сцісканнем газападобнай вадкасці.

Значэнні ўцечак у гідрамашынах праз зазоры канструкцый можна вызначыць пры дапамозе ўраўнення драселіравання (сцячэння праз адтуліну):

$$\Delta Q = \mu S \left( \frac{2p}{\rho} \right)^{0,5} = \mu S (2gH_0)^{0,5}, \quad (2.7)$$

дзе  $\mu$ ,  $S$  – адаведна каэфіцыент расходу і плошча зазораў, праз якія адбываюцца ўцечкі  $\Delta Q$ ;  $p$  і  $H_0$  – адаведна ціск і прыведзены напор у гідрамашыне. Напрыклад, для аб'ёмных ротарных і дынамічных лопасцевых гідрамашын гэта будзе перапад ціскаў паміж вобласцямі ўсмоктвання і нагнятання на ўваходзе і выхадзе гідрамашын. Ступень унутранай герметычнасці гідрамашыны характарызуецца *аб'ёмным каэфіцыентам карыснага дзеяння*:

$$\eta_{\text{а.п}} = \frac{Q_{\text{т}}}{Q_{\text{п}}}; \quad \eta_{\text{а.р}} = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{т}}}, \quad (2.8)$$

дзе  $\eta_{\text{а.п}}$  і  $\eta_{\text{а.р}}$  вызначаюцца для свайго тыпу гідрамашыны – помпы або гідрарухавіка. Значэнні  $Q_{\text{т}}$  для помпаў і гідрарухавікоў падобных канструкцый з аднолькавымі памерамі таксама будуць супадаць.

*Рабочы аб'ём  $V_{\text{а}}$*  – аб'ём вадкасці, які падаецца ў рабочую камеру помпы за адзін цыкл (поўны абарот) рабочага органа. Ён вызначаецца толькі для помпаў аб'ёмнага дзеяння. Напрыклад, па мал. 2.1 рабочы аб'ём  $V_{\text{а}}$  будзе роўны аб'ёму гідрацыліндра канструкцыі. Адсюль *тэарэтычная падача* аб'ёмнай помпы

$$Q_{\text{т}} = V_{\text{а}} n, \quad (2.9)$$

дзе  $n$  – колькасць абаротаў выканаўчага органа ў секунду.

Відавочна (мал. 2.1), што  $V_{\text{а}}$  зазначанай гідрамашыны, калі яна працуе як гідрарухавік, такі ж самы. Менавіта таму па залежнасці (2.9) будзе вызначацца *тэарэтычны расход  $Q_{\text{т}}$*  і ў аб'ёмных гідрарухавіках.

Каб перайсці ад  $Q_{\text{т}}$  да *сапраўднай падачы помпы  $Q_{\text{п}}$*  або *расходу гідрарухавіка  $Q_{\text{р}}$*  выкарыстаем формулы

$$Q_{\text{п}} = V_{\text{а}} n \eta_{\text{а.п}}; \quad Q_{\text{р}} = \frac{V_{\text{а}} n}{\eta_{\text{а.р}}}. \quad (2.10)$$

Асаблівасці канструкцый помпаў аб'ёмнага дзеяння выклікаюць з'яву *нераўнамернасці падачы помпы*, якая характарызуецца

каэфіцыентам нераўнамернасці падачы гідрамашыны  $\sigma_H$  або яе каэфіцыентам пульсацыі  $\sigma_Q$ :

$$\sigma_H = \frac{Q^{\max} - Q^{\min}}{Q^{\text{cp}}} = \frac{Q^{\max} - Q^{\min}}{0,5(Q^{\max} - Q^{\min})}, \quad (2.11)$$

$$\sigma_Q = \frac{Q^{\max}}{0,5Q^{\min}}. \quad (2.12)$$

дзе  $Q^{\max}$ ,  $Q^{\min}$ ,  $Q^{\text{cp}}$  – адпаведна максімальнае, мінімальнае і сярэдняе значэнні падачы (расходу) аб’ёмнай гідрамашыны.

Трэба адзначыць, што ў тым выпадку, калі  $Q^{\min} = 0$ , каэфіцыенты  $\sigma_H$  і  $\sigma_Q$  супадаюць па значэннях.

Нераўнамернасць падачы выклікае адмоўныя з’явы ў рабоце помпы і гідраўстаноўкі ў цэлым.

Напор помпы  $H_{\text{п}}$  – розніца паміж поўнымі ўдзельнымі энергіямі вадкасці на выхадзе  $e_{\text{вых}}$  і ўваходзе  $e_{\text{увх}}$  помпы. Калі энергія вадкасці аднесена да аб’ёму  $V$  (2.4), то гэта ціск  $p$ , а калі да яе вагі  $G$  (2.5), то гэта напор  $H$ :

$$e_{\text{помпы}} = \frac{E_{\text{помпы}}}{Q_G} = H_{\text{п}} = e_{\text{вых}} - e_{\text{увх}} = H_{\text{вых}} - H_{\text{увх}}. \quad (2.13)$$

Выразім напор помпы праз ураўненне Бернулі (1.11). Для гэтага разгледзем гідраўлічную схему помпы (мал. 2.2).

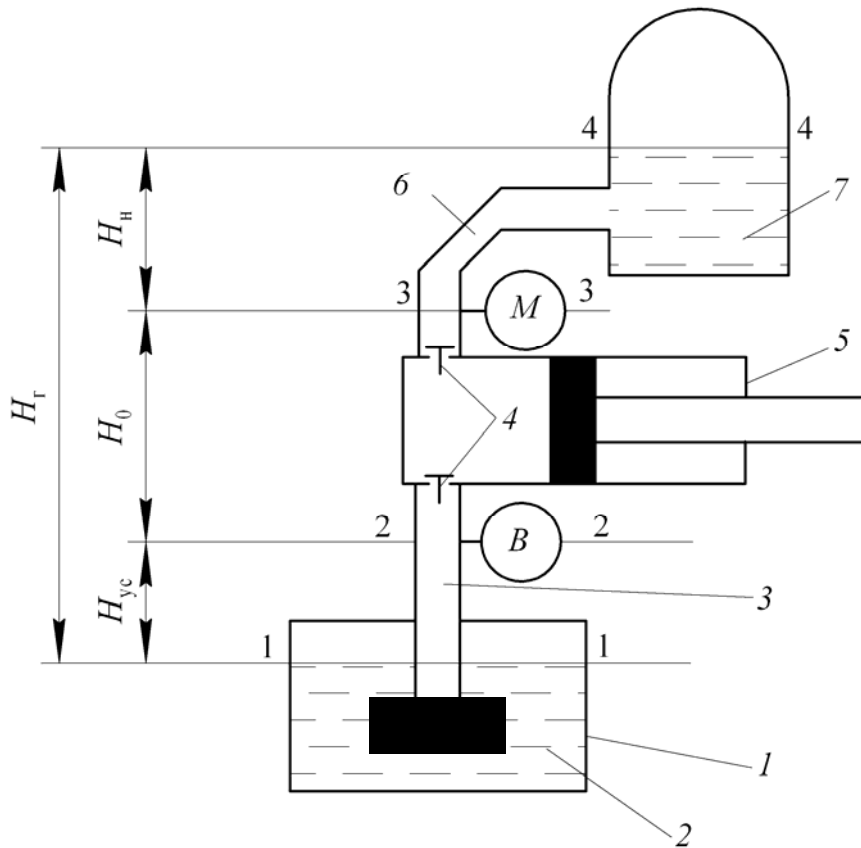
На мал. 2.2  $H_{\text{yc}}$  і  $H_{\text{н}}$  – вышыні ўсмоктвальнага і напорнага трубаправодаў, а  $H_0$  – канструкцыйны памер помпы.

Вызначаем, чаму раўняецца поўная ўдзельная энергія помпы на ўваходзе  $e_{\text{увх}}$  і выхадзе  $e_{\text{вых}}$  (па жывых сячэннях 2-2 і 3-3 гідраўстаноўкі, мал. 2.2):

$$e_{\text{увх}} = H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H_{\text{yc}} + \frac{p_{\text{yc}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{yc}}^2}{2g}, \quad (2.14)$$

$$e_{\text{вых}} = H_3 = Z_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{v_3^2}{2g} = H_{\text{yc}} + H_0 + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{н}}^2}{2g}, \quad (2.15)$$

дзе  $Z_2$ ,  $Z_3$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ ,  $v_2$ ,  $v_3$  – геаметрычныя напоры, ціскі і хуткасці вадкасці ў жывых сячэннях 2-2 і 3-3 помпавай устаноўкі на ўваходзе і выхадзе;  $p_{\text{yc}}$ ,  $p_{\text{н}}$  – ціскі ва ўсмоктвальным і напорным трубаправодах на ўваходзе і выхадзе з помпы;  $v_{\text{yc}}$ ,  $v_{\text{н}}$  – хуткасці ва ўсмоктвальным і напорным трубаправодах.



Мал. 2.2. Схема помпавай устаноўкі: 1 – заборны бак; 2 – фільтр; 3 – усмоктвальны трубаправод; 4 – клапаны; 5 – паршняявая помпа; 6 – напорны трубаправод; 7 – прыёмны бак

Тады з ураўнення (2.13) напор помпы будзе:

$$H_{\text{п}} = e_{\text{вых}} - e_{\text{увх}} = H_0 + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{ус}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{ус}}^2}{2g}. \quad (2.16)$$

Калі дыяметры ўсмоктвальнага і напорнага трубаправодаў аднолькавыя ( $d_{\text{н}} = d_{\text{ус}}$ ), а помпа ўстаноўлена гарызантальна ( $H_0 = 0$ ), то ўраўненне (2.16) прымае больш прасты выгляд:

$$H_{\text{п}} = \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{ус}}}{\rho g}.$$

Такім чынам, напор, які стварае помпа, роўны розніцы гідрастатычных напораў паміж уваходам і выходам з помпы.

Ва ўраўненне (2.16) не ўвайшло значэнне гідраўлічных страт энергіі  $\sum h_{2-3} = \sum h_{\text{помпы}}$  паміж сячэннямі 2-2 і 3-3 помпавай устаноўкі.

Таму напор помпы  $H_{\text{п}}$  заўсёды меншы за ўдзельную энергію тэарэтычнага напору  $H_{\text{т}}$ , якую выканаўчы механізм помпы перадае вадкасці.

Страты напору  $\sum h_{\text{помпы}}$  адбываюцца ў выніку віхраўтварэнняў у самой помпе, а таксама на ўваходзе і выхадзе з яе. Таму суадносіны паміж рэальным напорам помпы  $H_{\text{п}}$  і тэарэтычным  $H_{\text{т}}$  называюць *гідраўлічным каэфіцыентам карыснага дзеяння*  $\eta_{\text{г}}$ , які характарызуе ступень дакладнасці і дасканальнасці канструкцыі помпы, якасць вырабу яе вузлоў і дэталей:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{т}}} = \frac{H_{\text{п}}}{H_{\text{п}} + \sum h_{\text{помпы}}}. \quad (2.17)$$

*Магутнасць* – работа, якую выконвае фізічнае цела ў адзінку часу. Для гідрамашын ураўненне магутнасці вызначым праз залежнасць (2.2) работы гідрацыліндра (мал. 2.1). Для гэтага ўдзельную работу гідрацыліндра ва ўраўненні (2.2) падзелім на час  $t$ :

$$N = \frac{A}{t} = \frac{PL}{t} = \frac{pSL}{t} = \frac{pV}{t} = pQ. \quad (2.18)$$

З апошняга ўраўнення бачна, што *магутнасць гідрамашыны* – гэта работа, якую яна выконвае ў адзінку часу пры падачы помпы  $Q_{\text{п}}$  (расходзе гідрарухавіка  $Q_{\text{р}}$ ) і ціску помпы  $p$  (перападзе ціскаў  $\Delta p$  гідрарухавіка):

$$N_{\text{п}} = pQ_{\text{п}} = \rho g H_{\text{п}} Q_{\text{п}}. \quad (2.19)$$

$$N_{\text{р}} = \Delta p Q_{\text{р}} = \Delta H_{\text{п}} \rho g Q_{\text{р}}. \quad (2.20)$$

Такім чынам, згодна з ураўненнем (2.19) магутнасцю  $N_{\text{п}}$  з'яўляецца магутнасць патоку з падачай  $Q_{\text{п}}$  (2.10), які стварае помпа ў выхадным напорным патрубку. Магутнасць  $N_{\text{п}}$  называецца *карыснай магутнасцю* помпы.

Для гідрарухавіка магутнасць  $N_{\text{р}}$  у залежнасці (2.20) вызначаецца па расходзе  $Q_{\text{р}}$  (2.10) патоку вадкасці ў напорным уваходным патрубку (гэта патак, які падведзены да гідрарухавіка).

Неабходна адзначыць тое значэнне, якое адыгралі помпавыя ўстаноўкі ў стварэнні добра вядомай пазасістэмнай адзінкі магутнасці – конскай сілы (к. с.). Рускамоўны варыянт гэтай адзінкі – лошадиная сила (л. с.); англамоўны – horsepower (HP, або hp); нямецкі – Pferdestärke (PS); французскі – cheval-vapeur (CV).

У якасці адзінкі магутнасці *конскую сілу* ўпершыню прапанаваў у 18 ст. Джэймс Ват (James Watt, 1736–1819), вынаходнік паравога рухавіка. Сёння агульнапрынятая адзінка магутнасці носіць яго імя і называецца «Ват» (Вт), які роўны рабоце Дж/с.



Сваё вынаходніцтва Ват прапанаваў выкарыстаць у рабоце помпавых гідраўстановак – у першую чаргу для выпампоўвання вады з шахт. Для таго каб ацаніць магутнасць новых рухавікоў, Ват літаральна правёў параўнанне работы помпавай гідраўстаноўкі, якая працуе ад работы аднаго каня, з работай гэтай жа помпавай устаноўкі, але з прывадам ад паравога рухавіка.

У ЗША, Вялікабрытаніі і іншых англамоўных краінах па сённяшні дзень карыстаюцца прапанаванай Ватам адзінкай магутнасці –  $1 \text{ hp} = 550 \text{ фут}\cdot\text{фунт/с} = 745,7 \text{ Вт}$ . У большасці еўрапейскіх краін, у тым ліку ў Беларусі, Расіі і краінах СНД, конская сіла вызначаецца як  $75 \text{ кгс}\cdot\text{м/с}$ , г. зн. як магутнасць, дастатковая для ўзняцця грузу масай  $75 \text{ кг}$  ( $75 \text{ л}$  вады) на вышыню  $1 \text{ метр}$  за  $1 \text{ секунду}$ . У такім разе  $1 \text{ к. с.}$  складае  $735,49875 \text{ Вт}$  (часам яе называюць метрычнай конскай сілай). Менавіта  $1 \text{ к. с.}$  застаецца эталоннай адзінкай, якая знаходзіцца ў аснове класіфікацыі сучасных гідраўлічных машын (гл. п. 3.4.2).

### 2.3. Баланс энергіі ў помпе

Баланс энергіі ў помпе вызначаецца праз знаходжанне суадносін паміж магутнасцямі – якую спажывае помпа і той, якая ў выніку выкарыстоўваецца (2.19) з улікам усіх энергетычных страт, што адбываюцца ў помпе, – напрыклад, па залежнасцях (2.8) і (2.17).

Магутнасць, необходимая для забеспячэння работы помпы, называецца *падведзенай магутнасцю*  $N_{\text{п}}$ . Яна звязана з карыснай магутнасцю (2.19) праз каэфіцыент карыснага дзеяння помпы  $\eta$ .

Такім чынам, каэфіцыент карыснага дзеяння (ККДз) помпы  $\eta$  – адносіны карыснай магутнасці  $N$  помпы да падведзенай магутнасці  $N_{\text{п}}$ :

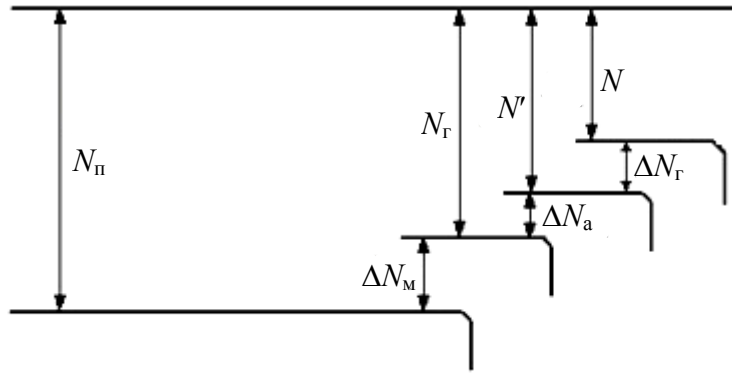
$$\eta = \frac{N}{N_{\text{п}}}. \quad (2.21)$$

Магутнасць рухавіка  $N_{\text{рух}}$ , патрэбная для забеспячэння работы помпавай устаноўкі, вызначаецца па формуле

$$N_{\text{рух}} = k \frac{N}{\eta}, \quad (2.22)$$

дзе  $k$  – каэфіцыент, які ўлічвае магчымыя перагрузкі ў гідрасістэме і роўны  $1,1$ – $1,3$ .

Разгледзім сувязі паміж магутнасцямі  $N_{\text{п}}$  і  $N$  пры дапамозе схемы балансу энергіі ў помпе (мал. 2.3).



Мал. 2.3. Баланс енергії ў помпе

Падведзеная энергія  $N_p$  праз выканаўчы механізм помпы перадаецца вадкасці. У выніку магутнасць, якая была ўспрынята вадкасцю, называюць гідраўлічнай  $N_g$ . Яна меншая за  $N_p$  на  $\Delta N_m$  – механічныя страты на трэнне ў падшыпніках, сальніках і манжэтах ушчыльненняў у паршнявой помпе; на трэнне паміж лопасцямі і вадкасцю ў цэнтрабежных помпах і г. д. Суадносіны паміж гідраўлічнай магутнасцю і падведзенай называюць *механічным каэфіцыентам карыснага дзеяння*  $\eta_m$ :

$$\eta_m = \frac{N_g}{N_p}. \quad (2.23)$$

Частка патоку вадкасці расходуюцца на ўцечкі ў зазорах і ўшчыльненнях унутры помпы. Разам з гэтымі ўцечкамі выходзіць і частка энергіі  $N_g$ . Адбываюцца *аб'ёмныя страты энергіі*  $\Delta N_a$ . Застаецца магутнасць  $N'$  (мал. 2.3).

Далей частка энергіі  $\Delta N_r$  расходуюцца ў патоку на пераадоленне гідраўлічных супраціўленняў (2.17) у самой помпе:  $\Delta H_p = \sum h_{\text{помпы}}$ . У выніку на выхадзе (мал. 2.3) будзе карысная магутнасць помпы  $N$ , якая адпавядае магутнасці патоку вадкасці на выхадзе (выхадным патрубку) помпы (2.19).

Пакажам сувязь паміж усімі ККДз помпы, якія былі вызначаны вышэй. Магутнасць  $N_g$  можна запісаць як:

$$N_g = (Q + \Delta Q)(H_p + \Delta H_p)\rho g. \quad (2.24)$$

Падставім паслядоўна (2.24), (2.21) і (2.19) у (2.23):

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{N_g}{N_p} = \frac{(Q + \Delta Q)(H_p + \Delta H_p)\rho g}{N} \eta = \frac{(Q + \Delta Q)(H_p + \Delta H_p)\rho g \eta}{Q\rho g H_p} = \\ &= \left( \frac{Q + \Delta Q}{Q} \right) \left( \frac{H_p + \Delta H_p}{H_p} \right) \eta = \frac{1}{\eta_a} \frac{1}{\eta_r} \eta. \end{aligned}$$

Тады атрымоўваем, што

$$\eta = \eta_a \eta_r \eta_m. \quad (2.25)$$

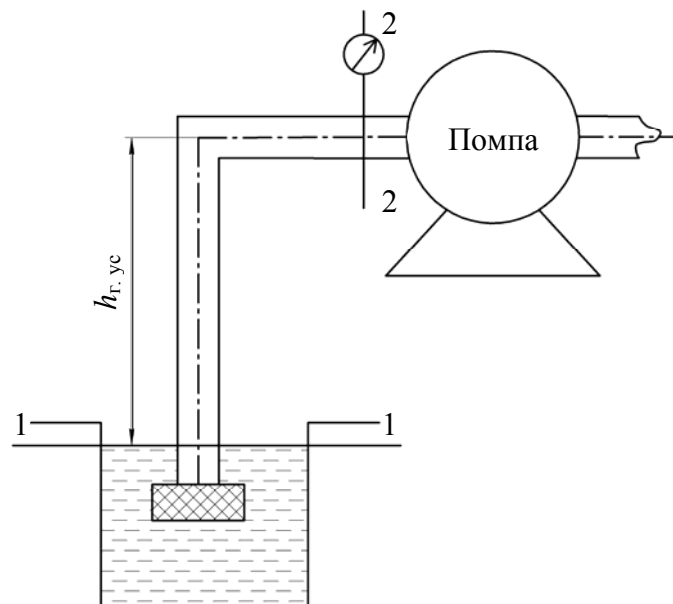
Такім чынам, ККДз помпы  $\eta$  роўны здабытку яго механічнага  $\eta_m$ , аб'ёмнага  $\eta_a$  і гідраўлічнага  $\eta_r$  каэфіцыентаў карыснага дзеяння.

## 2.4. Вышыня ўсмоктвання і кавітацыйны запас помпы

Пры праектаванні помпавай устаноўкі неабходна па зададзеных тэхнічных умовах яе эксплуатацыі вызначыць максімальна магчымую вышыню месцазнаходжання помпы. Для гэтага ўводзяцца паняцці геаметрычнай  $h_{г. уc}$  і вакуумметрычнай  $h_{в. уc}$  вышынь усмоктвання помпавай устаноўкі.

Геаметрычная вышыня ўсмоктвання  $h_{г. уc}$  – адлегласць па вертыкалі паміж свабоднай паверхняй вадкасці ў заборным резервуары і цэнтрам увахода ў помпу. Такім чынам,  $h_{г. уc}$  адносіцца да канструкцыйных параметраў гідраўстаноўкі.

На мал. 2.2 і 2.4 геаметрычная вышыня ўсмоктвання помпавай устаноўкі пазначана, як  $H_{уc}$  і  $h_{г. уc}$ . На схеме (мал. 2.2) выкарыстоўваецца вертыкальна ўстаноўленая помпа, а на схеме мал. 2.4. помпа ўстаноўлена гарызантальна.



Мал. 2.4. Схема вызначэння вышыні ўсмоктвання помпы

Вакуумметричнай вышыней усмоктвання помпавай устаноўкі  $h_{в. ус}$  будзе з'яўляцца гідрастатычны напор, які ствараецца ў патоку вадкасці перад уваходам у помпу. На мал. 2.2 і 2.4 гэта і ёсць напор ціску  $p_2$  у жывым сячэнні 2-2. Згодна са схемамі вакуумметричная вышыня ўсмоктвання  $h_{в. ус}$  будзе адпавядаць значэнню вакуумметра, які ўстаноўлены перад уваходам у помпу. Вызначым  $h_{в. ус}$  праз ураўненне Бернулі па жывых сячэннях 1-1 і 2-2:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

На свабоднай паверхні вадкасці ў сячэнні 1-1:  $z_1 = 0$ ;  $p_1 = p_{атм}$ ;  $v_1 = 0$ . У сячэнні 2-2 перад уваходам у помпу:  $p_2 = p_{ус}$ ;  $z_2 = h_{г. ус}$ ;  $v_2 = v_{ус}$ . Сумарныя страты напору паміж сячэннямі 1-1 і 2-2 будуць адпавядаць стратам у трубаправодзе ўсмоктвання  $\sum h_{1-2} = \sum h_{ус}$ .

Тады:

$$\begin{aligned} \frac{p_{атм}}{\rho g} &= h_{г. ус} + \frac{p_{ус}}{\rho g} + \frac{v_{ус}^2}{2g} + \sum h_{ус}, \\ h_{в. ус} &= \frac{p_{в. ус}}{\rho g} = \frac{p_{атм} - p_{ус}}{\rho g} = h_{г. ус} + \frac{v_{ус}^2}{2g} + \sum h_{ус}. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Ураўненне (2.26) паказвае, што вакуум  $p_{в. ус}$ , які ствараецца перад уваходам у помпу, ствараецца на пад'ём вадкасці на вышыню  $h_{г. ус}$ , на стварэнне хуткаснага напору  $v_{ус}^2 / 2g$  і пераадоленне гідраўлічных супраціўленняў  $\sum h_{ус}$  ва ўсмоктвальным трубаправодзе. Такім чынам, вакуумметричная вышыня ўсмоктвання  $h_{в. ус} = p_{в. ус} / (\rho g)$  залежыць ад атмасфернага ціску, або ціску на паверхні заборнага резервуара (у тым выпадку, калі ён герметычны), тэмпературы вадкасці (уплывае на вязкасць), канструкцыйных асаблівасцяў гідраўстаноўкі (мясцовыя супраціўленні; дыяметр трубаправода, які ўплывае на хуткасць патоку), геаметрычнай вышыні ўсмоктвання, роду вадкасці.

Ва ўраўненні (2.26) складовыя  $h_{г. ус}$  і  $\sum h_{ус}$  залежаць ад канструкцыйных параметраў трубаправода ўсмоктвання гідраўстаноўкі і з'яўляюцца характарыстыкамі гідраўстаноўкі ў цэлым, а не самой помпы.

Складовыя  $h_{г. ус}$  і  $\sum h_{ус}$  у залежнасці (2.26) можна пакінуць асобна ў правай частцы ўраўнення, а  $v_{ус}^2 / 2g$  перанесці ў левы бок. Тады атрымаецца параметр, які дазваляе даць непасрэдную ацэнку здольнасці ўсмоктвання самой помпы – *вакуумметричная вышыня ўсмоктвання помпы*:

$$h_B = h_{B,yc} - \frac{v_{yc}^2}{2g} = \frac{p_{атм} - p_{yc}}{\rho g} - \frac{v_{yc}^2}{2g} = h_{г.yc} + \sum h_{yc}. \quad (2.27)$$

Ураўненне (2.27) паказвае, што вакуумметрычная вышыня ўсмоктвання помпы  $h_B$  характарызуе сумарны вакуумметрычны напор на ўваходзе ў помпу, які забяспечвае пад'ём вадкасці на вышыню  $h_{г.yc}$  і пераадоленне гідраўлічных супраціўленняў  $\sum h_{yc}$  ва ўсмоктвальным трубаправодзе.

Геаметрычная вышыня ўсмоктвання помпавай устаноўкі з ураўнення (2.26):

$$h_{г.yc} = \frac{p_{атм} - p_{yc}}{\rho g} - \frac{v_{yc}^2}{2g} - \sum h_{yc}. \quad (2.28)$$

Залежнасць (2.28) паказвае, што калі  $p_{yc} \rightarrow 0$  і  $v_{yc}^2 \rightarrow 0$ , то  $h_{г.yc}$  мае максімальнае (тэарэтычнае) значэнне  $h_{г.yc(дап)}$ , роўнае напору  $p_{атм} / (\rho g)$ . Для вады ( $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ) значэнне  $p_{атм} / (\rho g)$  складзе 10,33 м. Адпаведна для вадкасцяў з  $\rho > 1000 \text{ кг/м}^3$  напор  $p_{атм} / (\rho g) < 10,33$  м, а калі шчыльнасць вадкасці з  $\rho < 1000 \text{ кг/м}^3$ , то  $p_{атм} / (\rho g) > 10,33$  м.

У рэальнасці дапушчальнае значэнне геаметрычнай вышыні ўсмоктвання  $h_{г.yc(дап)}$  значна меншае за максімальнае тэарэтычнае, паколькі абсалютны ціск  $p_{yc}$  на ўваходзе ў помпу па ўмовах яе бескавітацыйнай работы (гл. падраздзел 1.4) павінен быць большым за ціск параўтавання (ціск насычанай пары)  $p_{н.п}$ , які адпавядае пэўнай эксплуатацыйнай тэмпературы вадкасці:

$$\frac{p_{yc}}{\rho g} > \frac{p_{н.п}}{\rho g}. \quad (2.29)$$

У якасці кавітацыйнага паказчыка помпы выкарыстоўваецца *кавітацыйны запас*  $\Delta h$ , які паказвае перавышэнне абсалютнай удзельнай энергіі вадкасці на ўваходзе ў помпу (гл. формулу (2.14) і мал. 2.2) над удзельнай энергіяй ціску насычанай пары гэтай вадкасці:

$$\Delta h = \frac{p_{yc}}{\rho g} + \frac{v_{yc}^2}{2g} - \frac{p_{н.п}}{\rho g}. \quad (2.30)$$

*Крытычны кавітацыйны запас*  $\Delta h_{кр}$  знаходзіцца эмпірычным шляхам у выніку выпрабаванняў помпы. Параметр  $\Delta h_{кр}$  паказвае мінімальнае значэнне, пры якім будуць выконвацца ўмовы бескавітацыйнай работы разглядаемай помпы. Для вызначэння *дапушчальнага кавітацыйнага запасу*  $\Delta h_{дап}$  уводзіцца каэфіцыент  $k_3 = 1,2-1,3$ :

$$\Delta h_{дап} = k_3 \Delta h_{кр}. \quad (2.31)$$

Умовы адсутнасці кавітацыі ў помпе будуць вызначацца суадносінамі

$$\Delta h > \Delta h_{\text{дап}}. \quad (2.32)$$

Для таго каб у помпе не ўзнікала кавітацыя, неабходна выкананне ўмовы (2.32). Таму фактычны кавітацыйны запас  $\Delta h$  па формуле (2.30) не павінен быць меншым за дапушчальны  $\Delta h_{\text{дап}}$ . Значэнні  $\Delta h_{\text{дап}}$  звычайна бяруцца з тэхнічных характарыстык помпы.

Для вызначэння геаметрычнай вышыні ўсмоктвання помпавай устаноўкі  $h_{г. ус}$  з улікам дапушчальнага кавітацыйнага запасу  $\Delta h_{\text{дап}}$  зробім пераўтварэнні ў форме запісу ўраўненняў (2.28) і (2.30):

$$h_{г. ус} = \frac{p_{\text{атм}}}{\rho g} - \left( \frac{p_{\text{ус}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ус}}^2}{2g} \right) - \sum h_{\text{ус}}, \quad (2.33)$$

$$\frac{p_{\text{ус}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{ус}}^2}{2g} = \Delta h + \frac{p_{н. п}}{\rho g}. \quad (2.34)$$

Падставім (2.34) у (2.33):

$$h_{г. ус} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{н. п}}{\rho g} - \Delta h - \sum h_{\text{ус}}. \quad (2.35)$$

Залежнасць (2.35) вызначае ціск геаметрычнай вышыні ўсмоктвання помпавай устаноўкі  $h_{г. ус}$ , калі ціск  $p_0$  на паверхні заборнага рэзервуара ўстаноўкі (мал. 2.4) роўны атмасфернаму  $p_{\text{атм}}$ .

У выпадку ўмовы  $p_0 \neq p_{\text{атм}}$  (заборны рэзервуар устаноўкі герметычны) у (2.35) замест  $p_{\text{атм}}$  падстаўляецца непасрэдна значэнне абсалютнага ціску  $p_0$  на свабоднай паверхні заборнага рэзервуара:

$$h_{г. ус} = \frac{p_0 - p_{н. п}}{\rho g} - \Delta h - \sum h_{\text{ус}}. \quad (2.36)$$

Дапушчальная геаметрычная вышыня ўсмоктвання помпавай устаноўкі  $h_{г. ус (\text{дап})}$  будзе:

$$h_{г. ус (\text{дап})} = \frac{p_0 - p_{н. п}}{\rho g} - \Delta h_{\text{дап}} - \sum h_{\text{ус}}. \quad (2.37)$$

Вывад па вызначэнні дапушчальнай вакуумметрычнай вышыні ўсмоктвання помпы  $h_{в. ус (\text{дап})}$  праз яго дапушчальны кавітацыйны запас  $\Delta h_{\text{дап}}$  робіцца з ураўненняў (2.27) і (2.34) па аналогіі з вывадам (2.37):

$$h_{в. ус (\text{дап})} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{н. п}}{\rho g} - \Delta h_{\text{дап}}. \quad (2.38)$$

Таксама, як і ў выразах (2.29) і (2.32), умовамі бескавітацыйнай работы гідраўстаноўкі або помпы з'яўляецца выкананне суадносін

$$h_{в. ус} > h_{в. ус (дап)}, \quad (2.39)$$

$$h_{г. ус} > h_{г. ус (дап)}. \quad (2.40)$$

Далей у падраздзеле 3.5 будзе атрыманы кафіцыенты хуткаходнасці, які дазваляе тэарэтычным шляхам прыблізна выконваць папярэдні разлік крытычнага кавітацыйнага запасу  $\Delta h_{кр}$  лопасцевых помпаў на стадыі іх праектавання.

Трэба адзначыць асаблівасці ў вызначэнні дапушчальнай геаметрычнай вышыні ўсмоктвання  $h_{г. ус (дап)}$  гідраўлічнай устаноўкі з нагнятальнікамі аб'ёмнага дзеяння.

Як вядома з (2.11) і (2.12), работа аб'ёмных гідрамашын характарызуецца кафіцыентам нераўнамернасці падачы гідрамашыны  $\sigma_n$  або кафіцыентам пульсацыі  $\sigma_Q$ . Такім чынам, у час работы аб'ёмнай помпы ва ўсмоктвальным трубаправодзе вадкасць рухаецца нераўнамерна і хуткасць патоку змяняецца ад  $\max$  да  $\min$ . Гэта значыць, што ўся маса вадкасці, якая знаходзіцца ва ўсмоктвальным трубаправодзе і непасрэдна ў помпе, будзе цыклічна разганяцца, а потым тармазіцца. У сувязі з гэтым узнікаюць дадатковыя страты энергіі на разгон вадкасці, якой будзе адпавядаць пэўны інерцыйны напор  $h_{ин}$ . Інерцыйныя страты энергіі тым істотней, чым большыя значэнні  $\sigma_n$ .

Таму для гідраўстаноўкі з аб'ёмнай помпай, якая мае дастаткова вялікае значэнне кафіцыента нераўнамернасці падачы  $\sigma_n$ , дапушчальная геаметрычная вышыня ўсмоктвання  $h_{г. ус (дап)}$  вызначаецца паводле ўраўнення (2.28), але з улікам – максімальнага інерцыйнага напору  $h_{ин (max)}$  і напору насычанага пары  $p_{н. п} / (\rho g)$ .

Тады

$$h_{г. ус (дап)} = \frac{p_{атм} - p_{ус}}{\rho g} - \frac{v_{ус}^2}{2g} - \sum h_{ус} - \frac{p_{н. п}}{\rho g} - h_{ин (max)}. \quad (2.41)$$

У апошнім ураўненні калі  $p_0 \neq p_{атм}$ , то аналагічна формул (2.36) і (2.37) замест  $p_{атм}$  падстаўляецца непасрэдна значэнне абсалютнага ціску  $p_0$  на свабоднай паверхні заборнага рэзервуара.

Найбольш выразна інерцыйны эфект руху вадкасці ва ўсмоктвальным трубаправодзе і самім нагнятальніку праяўляецца ў рабоце аднацыліндравай паршнявой помпы аднаразовага дзеяння, паказанай на мал. 2.2. За поўны рабочы цыкл (абарот) такой паршнявой помпы адбываецца аднаразовае ўсмоктванне і нагнятанне вадкасці. Максімальныя інерцыйныя страты  $h_{ин (max)}$  узнікаюць у тыя моманты, калі

поршань праходзіць праз мёртвыя пункты. На мал. 2.2 гэта крайнія злева і справа пункты знаходжання поршня, дзе яго хуткасць  $v = 0$  м/с, а інерцыйныя паскарэнні  $a_{ін}$  дасягаюць максімуму.

### 2.4.1. Вызначэнне патрэбнага напору і напорнай характарыстыкі помпавай устаноўкі

Патрэбным напорам  $H_{патр}$  для простага трубаправода (без адгалінаванняў) называецца п'езаметрычны напор у пачатку трубаправода, які забяспечвае зададзены расход вадкасці ў гэтым трубаправодзе.

Патрэбным напорам  $H_{патр}$  помпавай устаноўкі будзе напор на выхадзе з помпы (у пачатку напорнага трубаправода ўстаноўкі), які забяспечвае зададзены расход вадкасці  $Q$  у трубаправодах помпавай устаноўкі.

Для вызначэння патрэбнага напору помпы, які забяспечвае работу гідраўстаноўкі (мал. 2.2) у пэўным рэжыме, неабходна пры дапамозе ўраўнення Бернулі (1.11) правесці аналіз патокаў вадкасці ва ўсмоктвальнай і напорнай лініях гідраўстаноўкі.

Пасродкам ураўнення Бернулі вызначым ціск перад уваходам і на выхадзе з помпы (мал. 2.2).

Запішам ураўненне Бернулі (1.11) для ўсмоктвальнай лініі паміж сячэннямі 1-1 і 2-2. Напор на ўваходзе ў помпу ў жывым сячэнні 2-2:

$$H_{вых} = H_2 = H_1 - \sum h_{yc} = -H_{yc} + \frac{p_{пач}}{\rho g} - \sum h_{yc}, \quad (2.42)$$

дзе  $H_1$  і  $H_2$  – гідраўлічныя (поўныя) напоры адпаведна ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2;  $p_{пач}$  – ціск у пачатку ўсмоктвальнага трубаправода (адпавядае ціску  $p_1$  жывога сячэння 1-1).

Для вызначэння напору на выхадзе з помпы  $H_{вых}$ , аналагічна выведу (2.41), ураўненне Бернулі для жывых сячэнняў 3-3 і 4-4 будзе мець выгляд

$$H_{вых} = H_3 = H_4 + \sum h_n = H_n + \frac{p_k}{\rho g} + \sum h_n, \quad (2.43)$$

дзе  $H_3$  і  $H_4$  – гідраўлічныя (поўныя) напоры адпаведна ў жывых сячэннях 3-3 і 4-4;  $p_k$  – ціск у канцы напорнага трубаправода (адпавядае ціску  $p_4$  жывога сячэння 4-4).

З улікам (2.13) напор  $H_{п}$ , які стварае помпа:

$$H_{п} = H_3 - H_2 = (H_{yc} - H_n) + \frac{p_k - p_{пач}}{\rho g} + (\sum h_{yc} + \sum h_n).$$



Канчатковая формула патрэбнага напору для помпавай устаноўкі (мал. 2.2), а таксама простага трубаправода будзе наступнай:

$$H = H_r + \frac{p_k - p_{\text{пач}}}{\rho g} + \sum h, \quad (2.44)$$

дзе  $H_r$  – геаметрычны напор, які затрачваецца на пераадоленне геаметрычнай вышыні помпавай устаноўкі (мал. 2.2);  $(p_k - p_{\text{пач}}) / (\rho g)$  – характарыстыка напору, які затрачваецца на пераадоленне розніцы паміж напорам на ўваходзе і выхадзе гідраўстаноўкі;  $\sum h$  – сумарныя страты напору на пераадоленне гідрасупраціўленняў ва ўсмоктвальным і напорным трубаправадах.

Атрыманая формула (2.44) напорнай характарыстыкі трубаправода паказвае, што напор помпы не залежыць ад месца яе ўстаноўкі.

Страты напору  $\sum h$  у трубаправодзе можна прадставіць як функцыю ад  $Q$ :

$$\sum h = f(Q) = A Q^n. \quad (2.45)$$

Вызначым каэфіцыэнт  $A$  і паказчык ступені  $n$  для розных рэжымаў руху вадкасці ў трубаправодзе.

Для ламінарнага рэжыму страты напору  $\sum h$  трубаправода можна вызначыць па стратах напору разліковай даўжыні трубаправода  $l_{\text{разл}}$  пры дапамозе формулы Пуазейля:

$$\sum h = \frac{128 \nu l_{\text{разл}}}{\pi g d^4} Q, \quad (2.46)$$

дзе  $l_{\text{разл}} = l + l_{\text{экв}}$  – разліковая даўжыня трубаправода, якая складаецца з даўжыні  $l$  самога трубаправода і эквівалентнай даўжыні  $l_{\text{экв}}$ .

Трубаправод з даўжынёй  $l_{\text{экв}}$  мае страты напору па даўжыні  $h_d$ , роўныя стратам напору ў мясцовых супраціўленнях  $h_m$ . Калі параўнаць паміж сабой формулы Дарсі – Вейсбаха (1.13) і Вейсбаха (1.12), то  $l_{\text{экв}}$  для трубаправода дыяметрам  $d$  будзе:

$$l_{\text{экв}} = \frac{d \zeta}{\lambda}. \quad (2.47)$$

Тады формула (2.45) з улікам (2.46) для ламінарнага рэжыму руху вадкасці прыме выгляд

$$\sum h = A Q^1. \quad (2.48)$$

Паказчык ступені  $n$  у функцыі (2.45) роўны 1, а каэфіцыэнт  $A$  будзе:

$$A = \frac{128\nu l_{\text{разл}}}{\pi g d^4}. \quad (2.49)$$

Калі рэжым руху вадкасці турбулентны, то страты напору будуць:

$$\sum h = \sum h_{\text{л}} + \sum h_{\text{м}} = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (2.50)$$

Хуткасць  $v$  патоку:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2},$$

тады

$$\sum h = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}. \quad (2.51)$$

Формула (2.45) з улікам формулы (2.50) для турбулентнага рэжыму руху вадкасці прыме выгляд

$$\sum h = A Q^2. \quad (2.52)$$

Паказчык ступені  $n$  у функцыі (2.52) роўны 2, а каэфіцыэнт  $A$  будзе:

$$A = \frac{8 \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right)}{\pi^2 g d^4}. \quad (2.53)$$

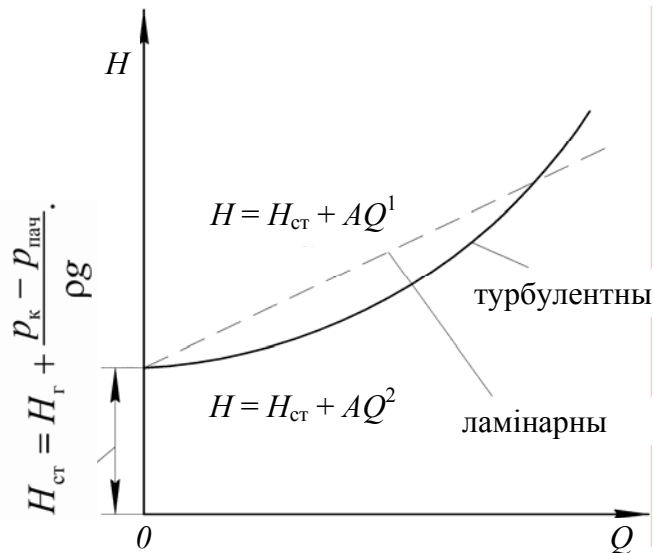
Калі ў (2.44) падставіць (2.45), то формула напорнай характарыстыкі трубаправода (помпавай устаноўкі) прыме выгляд функцыі:

$$H = H_{\text{г}} + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{пач}}}{\rho g} + A Q^n. \quad (2.54)$$

Сума першых двух складовых ураўнення (2.44) і (2.54) уяўляе гідрастатычны напор  $H_{\text{ст}}$  характарыстыкі трубаправода, г. зн. гідрастатычны напор, які стварае помпа гідраўстаноўкі:

$$H_{\text{ст}} = H_{\text{г}} + \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{пач}}}{\rho g}.$$

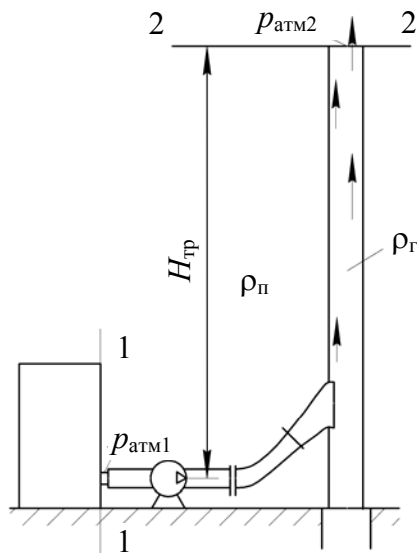
Паводле залежнасці (2.54) пабудуем графік напорнай характарыстыкі простага трубаправода (мал. 2.5).



Мал. 2.5. Графік напорнай характарыстыкі простага трубаправода

Даволі часта гідраўлічныя ўстаноўкі працуюць ва ўмовах значных тэмпературных перападаў у сістэме. Гэта выклікае змяненне шчыльнасці пампуемай вадкасці на розных участках яе патоку. У выніку ў сістэме ствараецца *гравітацыйны напор*, які таксама называецца *самацягай* або *натуральнай цягай сістэмы*.

Вызначым уплыў гравітацыйнага напору на работу гідраўстаноўкі. Разгледзем, напрыклад, работу вентылятара, які пампе газы з хваставага ходу катла праз дымавую трубу ў атмасферу (мал. 2.6).



Мал. 2.6. Работа вентыляцыйнай устаноўкі з самацягай

Выкарыстаем ураўненне (2.44) напорнай характарыстыкі простага трубаправода для ўчастка патоку газу паміж жывымі сячэннямі 1-1 і 2-2 (мал. 2.6), якія знаходзяцца ў пачатку і канцы трубаправода (газаправода). Згодна з (2.44) вышыня трубы  $H_{\text{тр}} = H_{\text{г}}$ .

Возьмем ва ўраўненні (2.44) значэнні  $p_{\text{пач}}$  і  $p_{\text{к}}$  па шкале абсалютных ціскаў. Гэта дазволіць улічыць уплыў на сістэму розніцы паміж шчыльнасцю атмасфернага паветра  $\rho_{\text{п}}$  і сярэдняй шчыльнасцю газу  $\rho_{\text{г}}$  на гэтым участку патоку.

Калі прыняць, што  $p_{\text{атм1}}$  – атмасферны ціск у сячэнні 1-1, то тады ў сячэнні 2-2 на выхадзе з трубы атмасферны ціск будзе меншы за  $p_{\text{атм1}}$  на значэнне ціску паветранага слупа вышынёй  $H_{\text{тр}} = H_{\text{г}}$  і складзе:

$$p_{\text{атм2}} = p_{\text{атм1}} - \rho_{\text{п}} g H_{\text{тр}}.$$

Значыць:

$$p_{\text{пач}} = p_{\text{ст1}} + p_{\text{атм1}}; p_{\text{к}} = p_{\text{ст2}} + p_{\text{атм2}} = p_{\text{ст2}} + p_{\text{атм1}} - \rho_{\text{п}} g H_{\text{тр}},$$

дзе  $p_{\text{ст1}}$  і  $p_{\text{ст2}}$  – значэнні ціскаў адпаведна ў жывых сячэннях 1-1 і 2-2, якія вызначаны па шкале лішніх ціскаў (адноснай шкале ціскаў).

У выніку пасля пераўтварэнняў ураўненне (2.44) прыме выгляд

$$H = \frac{p_{\text{ст2}} - p_{\text{ст1}}}{\rho_{\text{г}} g} + \sum h - H_{\text{тр}} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{г}}} - 1 \right). \quad (2.55)$$

Параўнанне выказаў (2.44) і (2.55) паказвае, што напоры ў гідра-сістэмах (гідраўстаноўках) з тэмпературным перападам па даўжыні патоку пампуемай вадкасці і ў гідрасістэмах без тэмпературнага перападу адрозніваюцца на велічыню  $H_{\text{тр}} \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{г}}}$ .

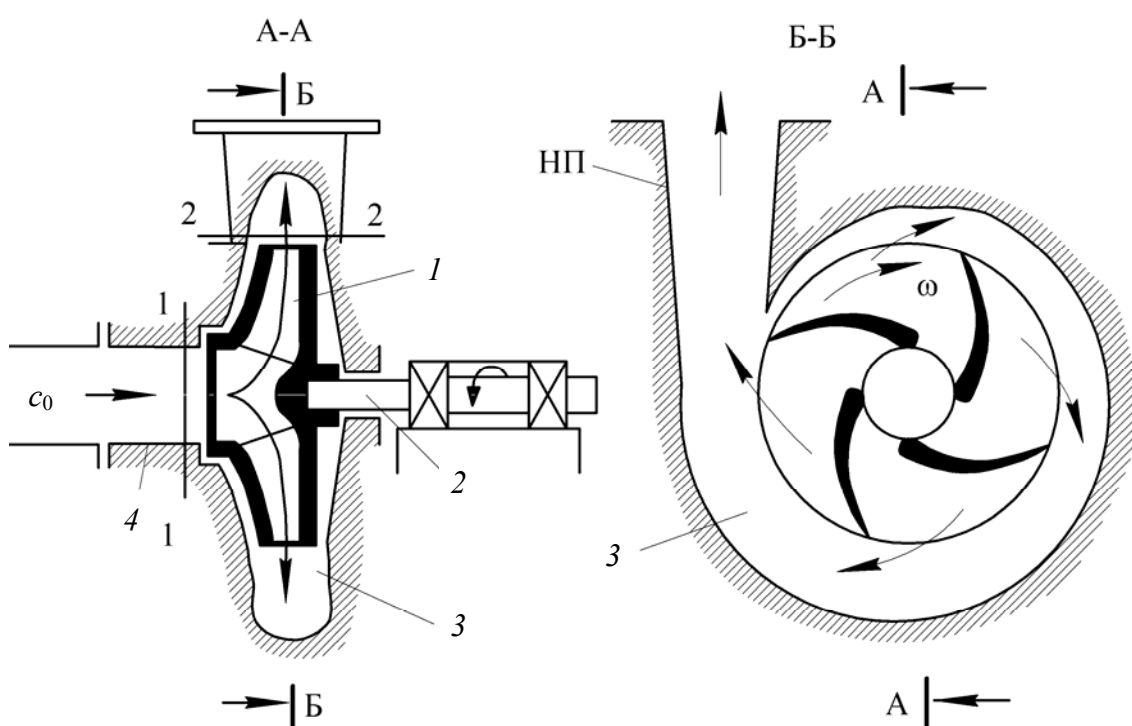
Выраз  $H_{\text{тр}} \left( \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{г}}} - 1 \right)$  называюць самацягай (натуральнай цягай) сіс-

тэмы або яе гравітацыйным напорам. У залежнасці ад суадносін  $\rho_{\text{п}}$  і  $\rho_{\text{г}}$  самацяга можа быць дадатнай або адмоўнай. Калі  $\rho_{\text{п}} > \rho_{\text{г}}$  і  $H_{\text{тр}} > 0$ , то самацяга дадатная і памяншае патрэбны напор вентылятара. Пры  $H_{\text{тр}} > 0$  і  $\rho_{\text{п}} < \rho_{\text{г}}$  самацяга адмоўная і павялічвае патрэбны напор і магутнасць на вале вентылятара. Роўнасць шчыльнасцяў газу і паветра пры любых значэннях  $H_{\text{тр}}$  дае нулявое значэнне самацягі, і тады вентылятар працуе на пераадоленне рознасці статычных ціскаў і кінетычных энергій у выхадным і ўваходным сячэннях газавога тракту і на пераадоленне гідраўлічнага супраціўлення ў трубе. Улік гравітацыйнага напору патрэбны ў разліках розных гідрасістэм: ацяплення, вентыляцыі і г. д.

### 3. ЛОПАСЦЕВЫЯ НАГНЯТАЛЬНІКІ

#### 3.1. Прынцып дзеяння, тэарэтычны расход і кінематыка патоку ў цэнтрабежных нагнятальніках

Лопасцевыя нагнятальнікі ўсіх тыпаў маюць агульныя асаблівасці ў рабоце і падобныя канструкцыйныя элементы, з якіх галоўным з'яўляецца лопасцевае рабочае кола. Вадкасць у лопасцевых нагнятальніках усіх канструкцый абавязкова падводзіцца да цэнтра рабочага кола (мал. 3.1), якое ўздзейнічае на струмень вадкасці і надае часцінкам струменя цэнтрабежныя (радыяльна накіраваныя) паскарэнні (мал. 3.1) або паскарэнні, накіраваныя ўздоўж восі рабочага кола.



Мал. 3.1. Схема цэнтрабежнай помпы

У першым выпадку (мал. 3.1) выключная роля цэнтрабежных сіл у забеспячэнні работы падобных лопасцевых нагнятальнікаў дадзенага канструкцыйнага тыпу з'явілася падставай даць ім назву *цэнтрабежных* (ЦБ). Таксама даволі часта гэтыя нагнятальнікі называюць *радыяльнымі* – па радыяльным напрамку цэнтрабежных паскарэнняў часцінак вадкасці, якія знаходзяцца паміж лопасцямі рабочага кола.

У тым выпадку, калі рабочае кола стварае паток вадкасці, накіраваны ўздоўж яго восі, нагнятальнікі называюцца *восевыя*.

Калі напрамак руху вадкасці ў рабочым коле праходзіць пад вуглом да восі рабочага кола (г. зн. дыяганальна да восі), то такія лопасцевыя нагнятальнікі маюць назву *дыяганальныя*.

Схемы восевых і дыяганальных лопасцевых нагнятальнікаў прыведзены далей у п. 3.4.2, дзе будуць паказаны канструкцыйныя асаблівасці формаў і памераў лопасцевых нагнятальнікаў усіх тыпаў і іх рабочыя характарыстыкі.

У якасці ўзору работы лопасцевага нагнятальніка разгледзем схему цэнтрабежнай помпы (мал. 3.1). Цэнтрабежная помпа складаецца з рабочага кола *1* з лопасцямі (звычайна крывалінейнымі), прываднога вала *2* і камеры-адводу *3*.

Прынцып дзеяння нагнятальніка засноўваецца на тым, што лопасці рабочага кола *1*, якое круціцца з пэўнай вуглавой хуткасцю, уздзеіваюць на вадкасць і перадаюць часцінкам вадкасці цэнтрабежныя паскарэнні. Пад дзеяннем цэнтрабежных сіл вадкасць адкідаецца да перыферыі рабочага кола ў камеру-адвод *3*. У выніку ў цэнтральнай частцы помпы адбываецца разрэджванне. Пад дзеяннем створанага ў цэнтры кола вакууму вадкасць праз уваходны патрубак *4* усмоктваецца да цэнтра рабочага кола. Калі вадкасць трапляе на лопасці кола, то пад уздзеяннем цэнтрабежных сіл яна рухаецца ўздоўж профілю лопасцяў кола ў спіральную камеру-адвод *3*, якая заканчваецца кароткім дыфузарам (напорным патрубкам, які мае плаўнае пашырэнне).

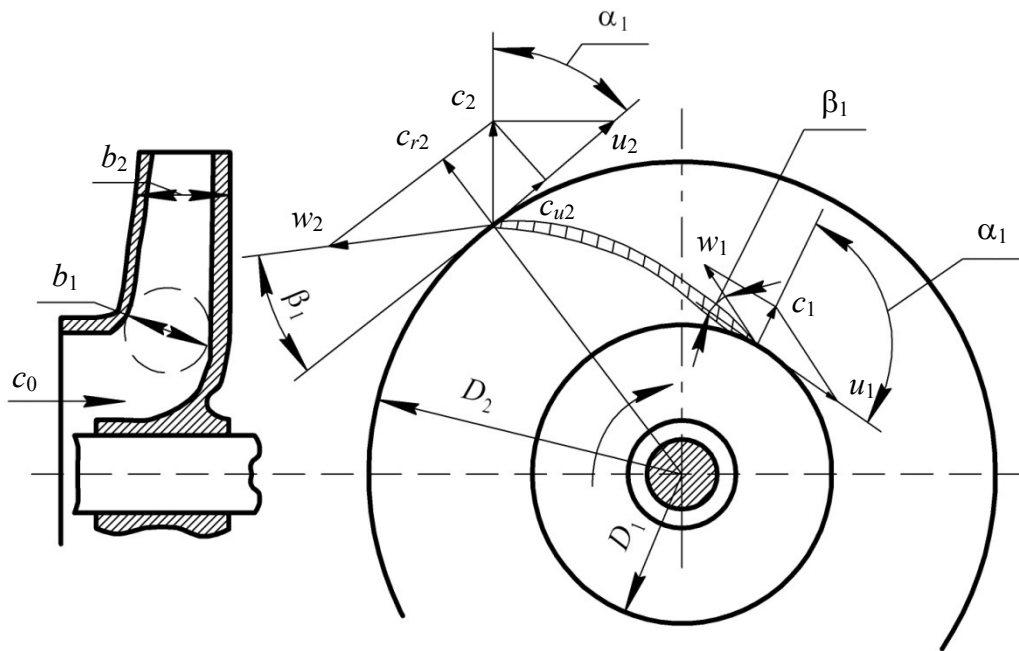
У камеры-адводзе *3* па напрамку вярчэння рабочага кола *1* паслядоўна адбываецца збор вадкасці з лопасцяў кола *1*. Для гэтага камера-адвод *3* у ЦБ нагнятальніках выконваецца ў форме «слімака», з закругленнем па руху рабочага кола. «Слімак» робіцца паводле прынцыпу дыфузара (плаўнага пашырэння струменя). Гэта неабходна для нязменнага значэння хуткасці патоку ўздоўж тракту камеры *3*.

Для наступнага аналізу работы цэнтрабежнай помпы неабходна больш дэтальна разгледзець кінематыку руху вадкасці ў яе міжлопасцевых каналах.

На мал. 3.2 паказаны разрэз рабочага кола з лопасцямі. На ўваходзе і выхадзе адной з лопасцяў пабудаваны паралелаграмы хуткасцяў. Параметры паралелаграма хуткасцяў на ўваходзе кола пазначаны індэксам «*1*», на выхадзе – «*2*».

Як паказана на мал. 3.2, вадкасць з хуткасцю  $c_0$  падводзіцца да лопасцяў рабочага кола ўздоўж восі вала да цэнтра кола. Затым пры ўваходзе на лопасці адбываецца адхіленне патоку ад восевага накірунку

да радыяльнага з першапачатковай абсалютнай хуткасцю  $c_1$ . На вонкавай акружнасці рабочага кола хуткасць патоку дасягае велічыні  $c_2$ .



Мал. 3.2. Паралелаграмы хуткасцяў на ўваходзе і выхадзе лопасцяў рабочага кола

Часцінкі вадкасці паміж лопасцямі рабочага кола здзяйсняюць складаны рух з абсалютнай хуткасцю  $c$ . У гэтым выпадку *абсалютны рух* вадкасці можна раскласці на дзве складальныя (мал. 3.2):

1) адносны рух – рух часцінак вадкасці ўздоўж (адносна) лопасцяў рабочага кола з хуткасцю  $w$ ;

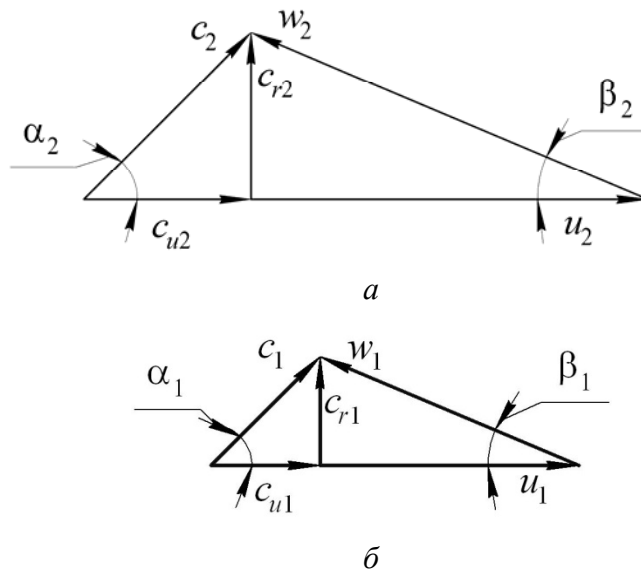
2) пераносны рух – пераносны рух часцінак вадкасці сумесна з рабочым колам з вуглавой хуткасцю  $\omega$  і адпаведна акружнай пераноснай хуткасцю  $u = \omega d / 2$ ;

Абсалютная хуткасць  $c$  вызначаецца праз паралелаграм хуткасцяў (мал. 3.2):

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (3.1)$$

Вектары хуткасцяў акружнай  $u$  і абсалютнай  $c$  утвараюць вугал  $\alpha$ . Вектар адноснай хуткасці  $w$  з напрамкам, які адваротны накірунку акружнай хуткасці  $u$ , утвараюць вугал  $\beta$ . Такім чынам, у любым пункце траекторыі часцінкі вадкасці, якая рухаецца паміж лопасцямі рабочага кола, яе адносная хуткасць  $w$  накіравана па датычнай да паверхні лопасці, а акружная хуткасць  $u$  – па датычнай да той акружнасці, на якой знаходзіцца часцінка ў дадзены момант.

На падставе паралелаграмаў хуткасцяў для часцінак вадкасці на ўваходзе і выхадзе рабочага кола (мал. 3.2) складзём адпаведныя ім трохвугольнікі хуткасцяў (мал. 3.3).



Мал. 3.3. Трохвугольнікі хуткасцяў у лопасцевым нагнятальніку на выхадзе (а) і ўваходзе (б)

З мал. 3.3 бачна, што абсалютную хуткасць  $c$  струменя можна раскласці на радыяльную (расходную) складальную, роўную  $c_r = c \sin \alpha$  і акружную (тангенцыяльную) складальную  $c_u = c \cos \alpha$ , якая называецца хуткасцю закручвання. Тады акружная і радыяльная складальныя абсалютных хуткасцяў уваходу і выхаду:

$$c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1; \quad c_{r1} = c_1 \sin \alpha_1; \quad c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2; \quad c_{r2} = c_2 \sin \alpha_2.$$

З трохвугольнікаў хуткасцяў (мал. 3.3) акружныя складальныя могуць быць таксама вызначаны як:

$$c_{u1} = u_1 - c_{r1} \operatorname{ctg} \beta_1, \tag{3.2}$$

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2. \tag{3.3}$$

Па тэарэме косінусаў з трохвугольнікаў, паказаных на мал. 3.3, можна вызначыць адносныя хуткасці:

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2. \tag{3.4}$$

Пры праектаванні цэнтрабежных нагнятальнікаў, як правіла, расход  $Q$  і частата  $n$  вярчэння рабочага кола вядомы. Тады акружная хуткасць  $u_2$  рабочага кола на выхадзе:



$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad (3.5)$$

дзе  $D_2$  – вонкавы дыяметр рабочага кола, м;  $n$  – лік абарачэнняў у хвіліну, аб/хв.

Радыяльную складальную абсалютнай хуткасці можна вызначыць з ураўнення (1.7) неразрыўнасці патоку, які выходзіць з вонкавай паверхні рабочага кола (мал. 3.1) у камеру-адвод 3:

$$Q_T = c_{r2} S_2,$$

дзе  $Q_T$  – тэарэтычны расход вадкасці, якая праходзіць праз кола, м<sup>3</sup>/с;  $S_2$  – жывое сячэнне на выхадзе з кола, якім з'яўляецца паверхня вонкавага вобада кола за вылікам плошчы, якая занята лопасцямі, м<sup>2</sup>.

Тады:

$$c_{r2} = \frac{Q_T}{S_2} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \psi_2}, \quad (3.6)$$

дзе  $b_2$  – шырыня рабочага кола на выхадзе, м;  $\psi$  – каэфіцыент сціскання струменя лопасцямі на выхадзе.

Адносныя хуткасці  $w_1$  і  $w_2$  можна вылічыць, калі вядомы іх напрамкі (мал. 3.2 і 3.3):

$$w_1 = \frac{Q_T}{\pi D_1 b_1 \psi_1 \sin \beta_1}, \quad (3.7)$$

$$w_2 = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2}. \quad (3.8)$$

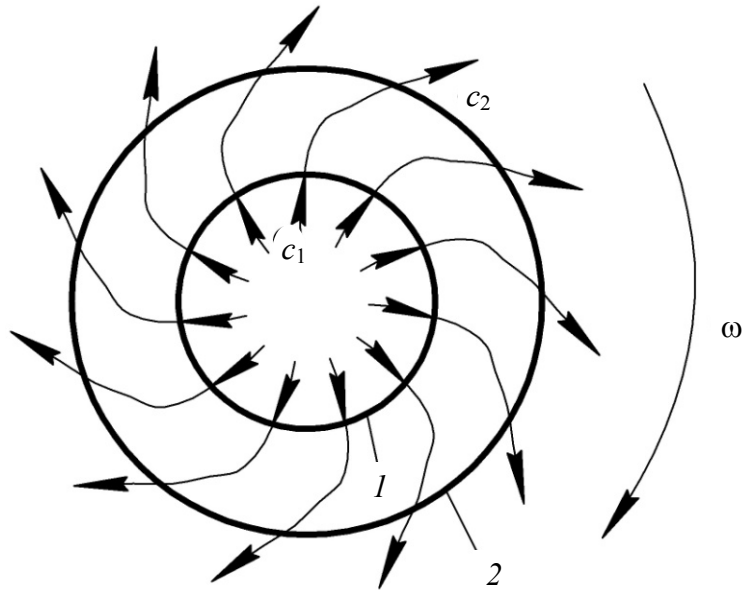
Таксама і на ўваходзе ў рабочае кола аналагічна (3.5) і (3.6) можна вызначыць акружную хуткасць  $u_1$  і радыяльную складальную абсалютнай хуткасці  $c_{r1}$ :

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.9)$$

$$c_{r1} = \frac{Q_T}{S_1} = \frac{Q_T}{\pi D_1 b_1 \psi_1}. \quad (3.10)$$

Каэфіцыент сціскання  $\psi$  патоку на ўваходзе можна прыняць для малых помпаў роўным 0,75, для вялікіх – да 0,83.

Калі задацца памерамі рабочага кола і формай лопасцяў, то для дадзеных умоў работы ( $Q$  і  $n$ ) можна па залежнасцях (3.4)–(3.10) вызначыць трохвугольнікі хуткасцяў для прамежкавых сячэнняў, з іх дапамогай знайсці вектары абсалютнай хуткасці  $c$  і згодна з іх напрамкам правесці траекторыі абсалютнага руху вадкасці (мал. 3.4).



Мал. 3.4. Траекторыі абсалютнага руху вадкасці ў рабочым коле цэнтрабежнага нагнятальніка

Паток вадкасці (мал. 3.4) мае радыяльны ўваход у лопасцевае кола з хуткасцю  $c_1$  па ўнутранай паверхні 1 і выхад з лопасцевага кола з хуткасцю  $c_2$  па вонкавай паверхні 2. Лініі паміж унутранай 1 і вонкавай 2 паверхнямі лопасцевага кольца рабочага кола ўяўляюць траекторыі струменяў патоку вадкасці праз рабочае кола ў абсалютнай сістэме каардынат. Датычная ў любым пункце гэтых траекторый паказвае напрамак абсалютнай хуткасці  $c$  патоку.

Як бачна з мал. 3.4, рабочае кола нагнятальніка закручвае струмень, які праходзіць праз яго ў напрамку вярчэння самога рабочага кола. Гэта адбываецца нават пры тым, што самі лопасці рабочага кола адагнуты назад (мал. 3.2), таму адносная хуткасць  $w$  будзе разгорнута (скіравана) адваротна напрамку вярчэння рабочага кола.

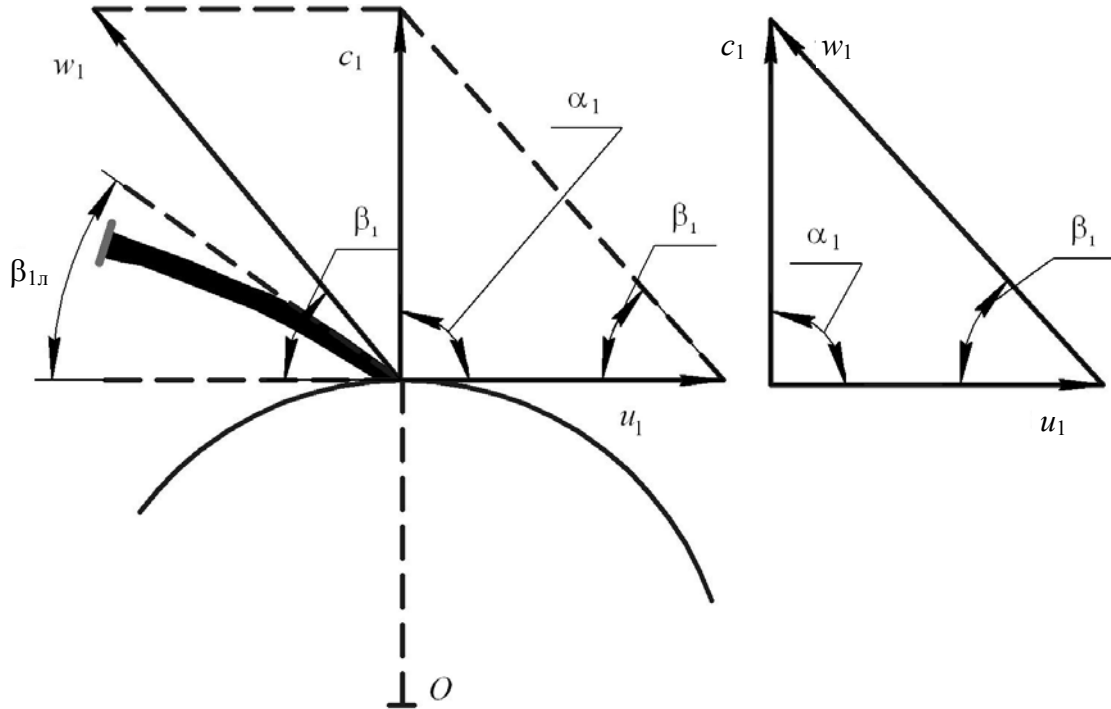
На падставе атрыманых вышэй кінематычных залежнасцяў магчыма рашэнне і адваротнай задачы, калі вызначаецца аптымальны профіль лопасцяў па вядомых значэннях трохвугольніка хуткасцяў (мал. 3.2 і 3.3):

$$\operatorname{ctg}\beta = \frac{c_u - u}{c_r}. \quad (3.11)$$

Абсалютная хуткасць на ўваходзе залежыць ад канструкцыйных асаблівасцяў рабочага кола; для большасці помпаў вугал уваходу  $\alpha_1$  пры аптымальным рэжыме прымаецца роўным  $90^\circ$ , што дазваляе пазбегнуць гідраўлічнага ўдару; тады акружная хуткасць на ўваходзе  $c_{u1} = 0$

(радыяльны ўваход). На мал. 3.4 паказаны траекторыі абсалютнага руху вадкасці з радыяльным уваходам у рабочае кола.

Для нагляднасці (мал. 3.5) апішам прынцып пабудовы трохвугольніка хуткасцяў з адпаведнага яму паралелаграма на ўваходзе рабочага кола пры ўмове  $\alpha_1 = 90^\circ$  і  $c_{u1} = 0$ .



Мал. 3.5. Паралелаграм і трохвугольнік хуткасцяў на ўваходзе рабочага кола цэнтрабежнай помпы пры адсутнасці закруткі патоку

З мэтай прадухілення гідраўлічнага ўдару пры паступленні вадкасці на рабочае кола неабходна, каб хуткасць яе не змянялася ні па велічыні, ні па напрамку, г. зн. напрамак адноснай хуткасці  $w_1$  пры ўваходзе ў кола павінен супадаць з напрамкам датычнай да профілю лопасці  $\beta_1 \approx \beta_{1л}$ .

Розніца паміж вугламі  $\beta_1$  і  $\beta_{1л}$  называецца *вуглом атакі*  $i$ :

$$i = \beta_1 - \beta_{1л}. \quad (3.11a)$$

Вядома, што пры значэннях вугла атакі  $i = 7-8^\circ$  струмень ад лопасцяў не адрываецца і гідраўлічныя страты на ўдар можна прымаць роўнымі нулю. Таму лопасці рабочага кола на ўваходзе можна выконваць некалькі кручэй (г. зн. больш закручана ( $\beta_{1л} < \beta_1$ ), чым па ўмове безударнага ўваходу, калі  $\beta_1 \approx \beta_{1л}$ . З мэтай памяншэння страт энергіі ў патоку ўваходную лінію саміх лопасцяў таксама робяць плаўнай (гл. папярочны разрэз рабочага кола на мал. 3.2).

### 3.2. Асноўнае ўраўненне цэнтрабежнага лопасцевага кола Эйлера

Для вываду асноўнага ўраўнення цэнтрабежнага нагнятальніка пры аналізе яго работы прымаюць наступныя дапушчэнні: колькасць лопасцяў рабочага кола з'яўляецца бясконца вялікай, і лопасці ўстаноўлены паралельна адна адной. Тады патоку вадкасці ў кожнай міжлопасцевай прасторы складаецца з бясконца вялікай колькасці элементарных струменьчыкаў, якія рухаюцца паралельна адзін аднаму. У гэтым выпадку тэарэтычны напор, створаны помпай (мал. 3.1), можна разглядаць як рознасць (2.13) паміж удзельнай энергіяй патоку вадкасці на выхадзе з помпы ў сячэнні 2-2 (г. зн. энергіяй патоку вадкасці, якая прайшла праз помпу) і ўдзельнай энергіяй вадкасці перад помпай (сячэнне 1-1).

Выкарыстаем тэарэму Эйлера аб колькасці руху для патоку вадкасці (формула (1.37)). Тады ўраўненне моманту колькасці руху для патоку, які праходзіць праз рабочае кола цэнтрабежнага нагнятальніка, будзе мець выгляд

$$M = \rho Q_T (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (3.12)$$

Такім чынам, тэарэму Эйлера аб змене моманту колькасці руху для патоку вадкасці, створанага ў цэнтрабежным нагнятальніку, можна сфармуляваць, так: *пры ўсталяваным руху змена моманту колькасці руху патоку вадкасці, які праходзіць праз рабочае кола нагнятальніка ў адзінку часу, будзе роўна моманту сіл рэакцыі лопасцяў рабочага кола.*

Вызначым праз момант  $M$  і вуглавую хуткасць  $\omega$  магутнасць  $N$ , якая затрачваецца рабочым колам на перадачу энергіі вадкасці:

$$N = M\omega = \rho Q_T (c_2 R_2 \omega \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \omega \cos \alpha_1).$$

Паколькі  $u_1 = \omega R_1$  і  $u_2 = \omega R_2$ , то

$$N = Q_T (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1). \quad (3.13)$$

У той жа час энергія патоку вадкасці праз рабочае кола будзе:

$$N = \rho g H_T Q_T. \quad (3.14)$$

Супаставім (3.13) і (3.14) і вызначым тэарэтычны напор  $H_T$ , які стварае цэнтрабежны нагнятальнік:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (3.15)$$

Формула (3.15) з'яўляецца ўраўненнем Л. Эйлера (1755 г.), паколькі здабыткі  $c_1 \cos \alpha = c_{u1}$  і  $c_2 \cos \alpha = c_{u2}$  – хуткасці закручвання (мал. 3.2 і 3.3), то ўраўненне Эйлера можна запісаць у наступным выглядзе:

$$H_T = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g}. \quad (3.16)$$

З ураўнення (3.16) бачна, што тэарэтычны напор, створаны рабочым колам цэнтрабежнага нагнятальніка, не залежыць ад роду вадкасці, якая перапампоўваецца. Гэтак жа відавочна, што тэарэтычны напор будзе найбольшым, калі  $\alpha_1 = 90^\circ$ . Такім чынам ствараюцца найбольш спрыяльныя ўмовы ўваходу вадкасці на лопасці.

Яшчэ раз звернем увагу на тое, што тангенцыяльная праекцыя абсалютнай хуткасці  $c_{u1}$  уяўляе сабой хуткасць закручвання струменя да паступлення яго ў рабочае кола. У сучасных помпах забяспечваецца ўваход вадкасці ў кола без папярэдняга закручвання (радыяльны ўваход, калі  $c_{u1} = 0$ , мал. 3.4 і 3.5.). Тады тангенцыяльная хуткасць  $c_{u1}$  на ўваходзе роўна нулю і (3.16) прымае выгляд

$$H_T = \frac{u_2 c_{u2}}{g}. \quad (3.17)$$

Ураўненне (3.17) паказвае, што напор  $H_T$  прапарцыянальны акружнай хуткасці  $u_2$  і праекцыі абсалютнай хуткасці  $c_{u2}$  на акружную хуткасць  $u_2$ . Значэнні  $u_2$  і  $c_{u2}$  у сваю чаргу залежаць ад частаты вярчэння  $n$  і дыяметра рабочага кола  $D_2$  (мал. 3.2).

Такім чынам, залежнасць (3.17) дазваляе канстатаваць, што тэарэтычны напор з'яўляецца функцыяй выхаднога дыяметра рабочага кола  $D_2$  і частаты яго вярчэння  $n$ :

$$H_T = f(D_2; n).$$

Тэарэтычна павелічэнне дыяметра рабочага кола і частаты яго вярчэння дазваляе ствараць любыя максімальна высокія значэнні напору ў нагнятальніку. Але неабходна ўлічваць, што з павелічэннем значэнняў  $D_2$  і  $n$  будуць павялічвацца напружанні ў матэрыяле рабочага кола. Таму ў рэчаіснасці напор, створаны рабочым колам цэнтрабежнага нагнятальніка, абмежаваны характарыстыкамі трываласці дэталей нагнятальніка.

З павелічэннем хуткасці вярчэння рабочага кола ўзрастае верагоднасць узнікнення кавітацыі (гл. падраздзел 1.4) і павялічваецца гідраўлічны супраціўленні у сярэдзіне нагнятальніка, а значыць – зніжаецца гідраўлічны ККДз.

На значэнне тэарэтычнага напору  $H_T$  аказвае істотны ўплыў напрамак патоку, які выходзіць з міжлопасцевай прасторы рабочага кола і вызначаецца вугламі  $\alpha_2$  і  $\beta_2$  (мал. 3.2).

Сапраўды, з трохвугольніка хуткасцяў (мал. 3.3) і ўраўнення Эйлера (3.15) бачна, што тэарэтычны напор  $H_T$  залежыць ад вугла  $\alpha_2$ . Калі ў выразе (3.17) замест  $c_{u2}$  падставіць (3.3), атрымаем, што  $H_T$  залежыць таксама і ад вугла  $\beta_2$ :

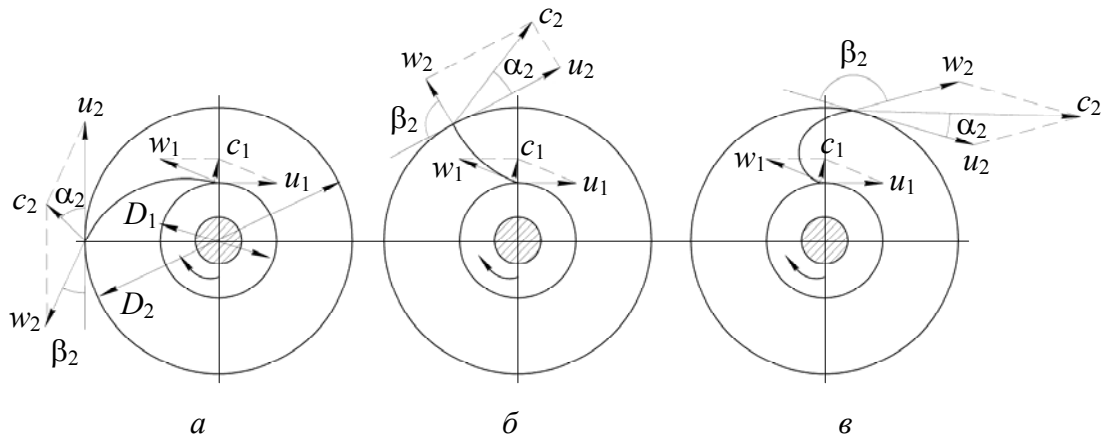
$$H_T = \frac{u_2}{g}(u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (3.18)$$

У (3.18) падставім (3.6), тады тэарэтычны напор  $H_T$  будзе:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2 \psi_2} \frac{u_2}{g} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.19)$$

Ураўненне (3.19) паказвае, што ў цэнтрабежным нагнятальніку напор  $H_T$  і расход  $Q_T$  узаемазлучаныя велічыні, якія пры аднолькавай вуглавой хуткасці могуць змяняцца ў шырокіх дыяпазонах, як і значэнні вугла  $\beta_2$ .

Разгледзім тэарэтычны напор, створаны рабочым колам з лопасцямі рознай канфігурацыі: адагнутымі назад, радыяльнымі і загнутымі наперад (мал. 3.6).



Мал. 3.6. Тыпы лопасцяў рабочых колаў цэнтрабежных нагнятальнікаў:  
а – адагнутыя назад; б – радыяльныя; в – загнутыя наперад

З аналізу залежнасці (3.18) бачна, што для лопасцяў, адагнутых назад (мал. 3.6, а),  $\beta_2 < 90^\circ$  і  $\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ . Тады

$$H_T < \frac{u_2^2}{g}. \quad (3.20)$$

Для радыяльных лопасцяў (мал. 3.6, б)  $\beta_2 = 90^\circ$  і  $\text{ctg}\beta_2 = 0$ . Пагэтаму:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g}. \quad (3.21)$$

Для лопасцяў, загнутых наперад (мал. 3.6, в),  $\beta_2 > 90^\circ$  і  $\text{ctg}\beta_2 < 0$ . Адсюль

$$H_T > \frac{u_2^2}{g}. \quad (3.22)$$

З ураўненняў (3.20), (3.21) і (3.22) вынікае, што тэарэтычны напор  $H_T$  прапарцыянальны квадрату акружнай хуткасці  $u_2$  на выхадзе з рабочага кола.

Атрыманыя вышэй суадносіны паказваюць, што найбольшы тэарэтычны напор ствараецца рабочым колам з лопасцямі, загнутымі наперад, найменшы – з лопасцямі, адагнутымі назад. Таму тэарэтычна найбольш рацыянальнай з’яўляецца канфігурацыя лопасцяў, загнутых наперад па напрамку вярчэння рабочага кола.

У той жа час трэба адзначыць, што такая форма лопасцяў дае максімальныя значэнні абсалютнай хуткасці вадкасці  $c_2$  пры выхадзе з рабочага кола (мал. 3.6). Пагэтаму адбываецца падзенне ККДз з прычыны павелічэння страт у камеры-адводзе 3 (мал. 3.1) пры пераўтварэнні кінетычнай энергіі ў патэнцыяльную энергію ціску, а таксама ў выніку значнага скрыўлення каналаў міжлопасцевай прасторы кола, якое прыводзіць да віхраўтварэння ў патоку, і як вынік назіраюцца значныя страты энергіі на гідраўлічнае трэнне. Таму на практыцы ў асноўным выкарыстоўваюць рабочыя колы з лопасцямі, адагнутымі назад.

Для аналізу работы цэнтрабежнага нагнятальніка прымяняюць каэфіцыент закручвання  $\varphi'$ , які ўяўляе адносіны хуткасці закручвання  $c_u$  да акружнай хуткасці  $u$ :

$$\varphi' = \frac{c_u}{u}. \quad (3.23)$$

Ураўненне Эйлера (3.15) прыме выгляд

$$H_T = \frac{\varphi_2' u_2^2 - \varphi_1' u_1^2}{g}. \quad (3.24)$$

Калі разглядаць рабочае кола з радыяльным уваходам ( $c_{u1} = 0$ ), то згодна з (3.19) у прасцейшым выглядзе ўраўненне Эйлера для цэнтрабежнага нагнятальніка будзе наступным:

$$H_T = \frac{\varphi'_2 u_2^2}{g} = \frac{\varphi' u_2^2}{g}. \quad (3.25)$$

Менавіта значэнне параметра  $\varphi'_2$  на выхадзе прымаецца за агульную характарыстыку каэфіцыента закручвання  $\varphi'$  рабочага кола ў практычных разліках.

З (3.23), (3.2), (3.3) і трохвугольніка хуткасцяў (мал. 3.3) атрымоўваем:

$$\varphi' = \frac{\operatorname{ctg}\beta_2}{\operatorname{ctg}\alpha_2 + \operatorname{ctg}\beta_2}. \quad (3.26)$$

Ураўненне (3.26) паказвае, што каэфіцыент закручвання  $\varphi'$  залежыць толькі ад значэнняў вуглоў  $\alpha_2$  і  $\beta_2$  трохвугольніка хуткасцяў. Каэфіцыент закручвання  $\varphi'$  з'яўляецца універсальнай характарыстыкай цэнтрабежнага кола лопасцевага нагнятальніка любога тыпу, але найбольшае ўжыванне ён атрымаў у аналізе работы радыяльных вентылятараў.

Аналіз, які быў праведзены вышэй па мал. 3.6, паказвае, што пры праектаванні цэнтрабежных нагнятальнікаў мэтазгодна прымаць значэнні вуглоў  $\alpha_2$  і  $\beta_2$  у межах:  $\alpha_2 = 5\text{--}18^\circ$  і  $\beta_2 = 14\text{--}60^\circ$ . Звычайна яны знаходзяцца ў дыяпазоне значэнняў:  $\alpha_2 = 8\text{--}12^\circ$  і  $\beta_2 = 15\text{--}35^\circ$ .

### **3.3. Вызначэнне напору нагнятальніка з улікам сапраўднага характару руху вадкасці ў рабочым коле**

Напор, створаны нагнятальнікам, у рэальнасці значна меншы за тэарэтычны. Гэта, па-першае, тлумачыцца тым, што пры вызначэнні тэарэтычнага напору (гл. падраздзелы 3.1 і 3.2) разглядаўся рух ідэальнай вадкасці і не ўлічваліся страты напору на пераадоленне ў самім нагнятальніку гідраўлічных супраціўленняў, якія ўлічваюцца праз увядзенне ў разліковыя залежнасці гідраўлічнага ККДз  $\eta_r$  (гл. падраздзел 2.3).

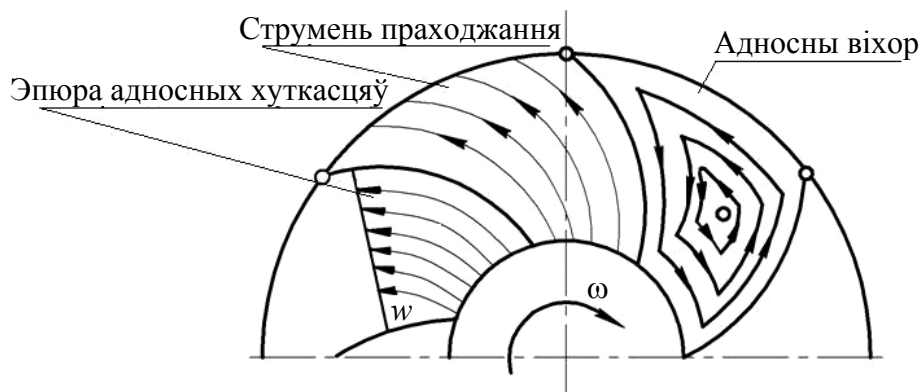
Па-другое, на самай справе форма эпюры хуткасцяў патоку вадкасці ў нагнятальніку істотна адрозніваецца ад плоскай карціны асіметрычнага руху вадкасці ў ідэалізаванай мадэлі рабочага кола (мал. 3.4). У ідэалізаванай мадэлі лічылася, што рабочае кола мае бясконца вялікую колькасць лопасцяў, таму адносна хуткасць  $w$  вадкасці ў любым пункце міжлопасцевай прасторы накіравана па датычнай да паверхні лопасці (мал. 3.2).



Звычайна колькасць лопасцяў рабочага кола з'яўляецца канчатковай, і па гэтаму адносныя хуткасці  $w$  элементарных струменяў размяркоўваюцца нераўнамерна ў прасторы паміж лопасцямі.

Уявіць сапраўдныя працэсы руху вадкасці ў цэнтрабежным коле дазваляе метада Стадолы – Майзеля. Мяркуюцца, што адносны струмень у міжлопасцевых каналах уключае дзве складальныя (мал. 3.7): струмень праходжання (гэта скразны рух вадкасці, аналагічны яе адноснаму руху (мал. 3.2) у ідэалізаванай мадэлі рабочага кола); паток адноснага завіярэння (адносны віхор).

На мал. 3.7 у сумежных міжлопасцевых каналах паказаны адпаведна струмень праходжання і адносны віхор.



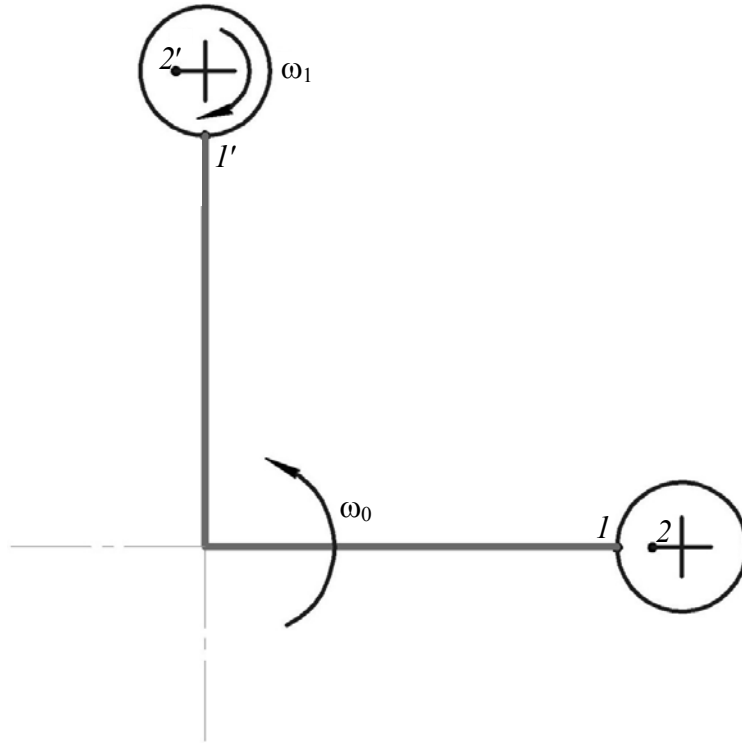
Мал. 3.7. Схема цыркуляцыі хуткасці ў міжлопасцевай прасторы цэнтрабежнага кола

Трэба адзначыць, што адносны віхор стварае дадатковыя гідраўлічныя супраціўленні ў патоку і ўплывае на значэнне гідраўлічнага ККДз  $\eta_r$  нагнятальніка.

Пры складанні адпаведных хуткасцяў струменя праходжання і адноснага віхру адбываецца пераразмеркаванне адноснай хуткасці  $w$  паміж лопасцямі. На ўвагнутым баку лопасцяў, якія загнуты наперад (мал. 3.7) па напрамку вярчэння, кола хуткасці  $w$  павялічваецца, а на выгнутым – памяншаецца.

Прыроду адноснага віхру можна зразумець, калі ўлічыць тую акалічнасць, што вадкасць у міжлопасцевых каналах, відавочна, не мае жорсткага злучэння з лопасцямі. Таму вадкасць у міжлопасцевых каналах выконвае не толькі вядомыя з формулы (3.1) адносны і пераносны рухі з хуткасцямі  $w$  і  $u$ . Пад уздзеяннем пераноснага вярчальнага руху рабочага кола вадкасць будзе яшчэ выконваць і вярчальны рух адносна сярэдзіны міжлопасцевага канала ў напрамку, процілеглым вярчэнню рабочага кола.

Для разумення працэсаў узнікнення адноснага віхру разгледзем ідэальную вадкасць у цыліндры, які жорстка злучаны са стрыжнем у пункце  $I$  (мал. 3.8) і выконвае разам са стрыжнем вярчальны рух з вуглавой хуткасцю  $\omega_0$ .



Мал. 3.8. Схема-мадэль вызначэння напрамку вярчэння (цыркуляцыі) ідэальнай вадкасці ў міжлопасцевых каналах цэнтрабежнага кола

Возьмем у аб'ёме ідэальнай вадкасці на прадаўжэнні восі стрыжня пункт  $2$ , які бліжэйшы да пункта  $I$  злучэння цыліндра са стрыжнем. У час павароту стрыжня і цыліндра з вуглавой хуткасцю  $\omega_0$  у напрамку, які паказаны на мал. 3.8 стрэлкай, пункт  $I$  перамесціцца ў становішча  $I'$ , а пункт  $2$  з прычыны адсутнасці трэння паміж вадкасцю і сценкай цыліндра не зменіць сваёй арыентацыі і будзе знаходзіцца ў становішчы  $2'$ . Такім чынам вадкасць выконвае вярчальны рух у адноснай сістэме каардынат, звязанай з цыліндрам. Можна ўявіць, што вадкасць круціцца ў цыліндры, як цвёрдае цела, з вуглавой хуткасцю  $\omega_1$ , роўнай вуглавой хуткасці  $\omega_0$  вярчэння цыліндра разам са стрыжнем вакол восі ў абсалютнай сістэме каардынат.

Паніжэнне напору нагнятальніка з прычыны канечнасці колькасці лопасцяў рабочага кола ўлічваецца пасродкам увядзення спецыяльнага папярэчнага каэфіцыента ўплыву колькасці лопасцяў  $k_z$  ва ўраўненні

тэарэтычнага напору Эйлера (3.16). Тады сапраўдны напор цэнтрабежнага нагнятальніка можа быць вызначаны па залежнасці

$$H = H_T \eta_r k_z = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \eta_r k_z. \quad (3.27)$$

Каэфіцыент уплыву колькасці лопасцяў  $k_z$  можна знайсці паводле формулы чэшскага прафесара Стадолы

$$k_z = \frac{H_T}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{u_2 \pi}{c_{u2\infty} z} \sin \beta_2, \quad (3.28)$$

дзе  $z$  – колькасць лопасцяў рабочага кола.

Паводле формулы Пфлейдэрэра каэфіцыент  $k_z$  будзе:

$$k_z = \left( 1 + 2 \frac{\psi_a}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2} \right)^{-1}, \quad (3.29)$$

дзе  $\psi_a$  – каэфіцыент, які ўлічвае ўплыў накіроўваючага апарата.

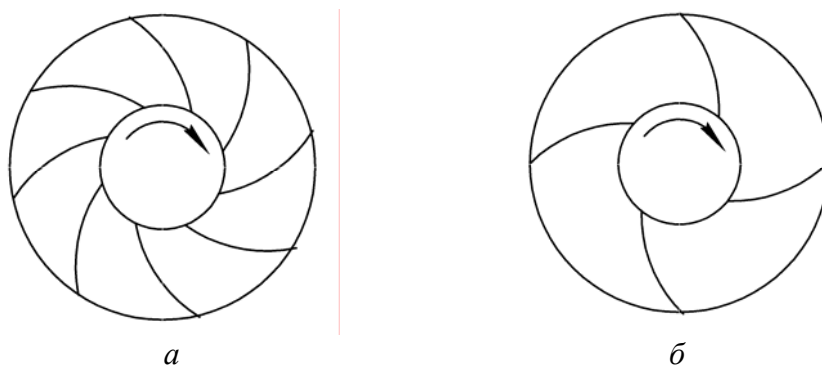
Каэфіцыент  $\psi_a$  вызначаецца па залежнасці

$$\psi_a = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2.$$

Звычайна  $z = 6-12$ . Тады пры наяўнасці накіроўваючага апарата  $\psi_a = 0,75-0,90$ , а пры яго адсутнасці –  $1,0-1,3$ .

Арыенціравачна (у папярэдніх разліках) можна прымаць  $\psi_a = 0,8$ . Аднак удакладненыя значэнні каэфіцыента  $k_z$  могуць быць атрыманы толькі эксперыментальным шляхам.

Схемы рабочых колаў з магчымымі варыянтамі ўстаноўкі лопасцяў паказаны на мал. 3.9.



Мал. 3.9. Схемы рабочых колаў з перакрыццём (а) і без перакрыцця (б) лопасцяў

Для памяншэння плошчы трэння і спрашчэння тэхналогіі вытворчасці мэтазгодна ўжываць рабочыя колы з мінімальнай колькасцю лопасцяў. Аднак энергетычныя ўмовы работы лопасцяў пры гэтым пагаршаюцца. У практыцы імкнуцца да выкарыстання найменшай колькасці лопасцяў рабочага кола, аднак з умовай, што паніжэнне колькасці лопасцяў не прывядзе да страты іх накіраванага дзеяння. Рэкамендуецца вызначаць колькасць лопасцяў паводле формулы Пфлейдэрэра:

$$z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}. \quad (3.30)$$

Колькасць лопасцяў, якая вызначаецца з формулы (3.30), неабходна карэктаваць у бок павелічэння для таго, каб выхад кожнай наступнай (па напрамку вярчэння кола) лопасці перакрываў уваход папярэдняй (мал. 3.9, а). У тым выпадку, калі перакрыццё адсутнічае (мал. 3.9, б), губляецца накіраванае дзеянне лопасцяў.

Сапраўдны напор цэнтрабежнага нагнятальніка згодна з формай запісу ўраўнення Эйлера (3.25) праз каэфіцыент закручвання  $\varphi'$  і з улікам каэфіцыента ўплыву колькасці лопасцяў  $k_z$ , а таксама гідраўлічнага ККДз  $\eta_r$  будзе:

$$H = \frac{k_z \eta_r \varphi' u_2^2}{g} = \frac{\psi' u_2^2}{g}, \quad (3.31)$$

дзе  $\psi'$  – каэфіцыент ціску, які роўны:

$$\psi' = \eta_r k_z \varphi'. \quad (3.32)$$

Каэфіцыент ціску  $\psi'$  улічвае: гідраўлічны ККДз  $\eta_r$  нагнятальніка, каэфіцыент уплыву колькасці лопасцяў  $k_z$  на рэальную форму эпюры хуткасцяў патоку на выхадзе з рабочага кола (мал. 3.7) і геаметрыю лопасцяў рабочага кола (формула (3.26)).

Калі прыняць каэфіцыент ціску як

$$\psi = \frac{\psi'}{2}, \quad (3.33)$$

то выраз (3.32) атрымае форму запісу, якая будзе паказваць сувязь паміж поўным напорам  $H$  вадкасці на выхадзе з лопасцевага кола цэнтрабежнага нагнятальніка і дынамічным напорам  $u_2^2 / (2g)$  яе пераноснай хуткасці  $u_2$  (гл. залежнасць (3.1)):

$$H = \frac{\psi u_2^2}{2g}. \quad (3.34)$$

Пераносная хуткасць патоку  $u_2$  з'яўляецца акружнай хуткасцю рабочага кола і вызначаецца па формуле (3.5).

З ураўненняў (3.32), (3.28) і (3.29) бачна, што на каэфіцыент ціску  $\psi'$  істотна ўплывае колькасць лопасцяў  $z$ , пры памяншэнні якой актыўнасць уздзеяння кола на струмень паніжаецца, як і хуткасць закручвання струменя на выхадзе  $c_{u2}$ . Такім чынам, пры нязменным  $u_2$  памяншаецца і  $\psi'$ .

Яшчэ больш уплывае на каэфіцыент ціску  $\psi'$  цэнтрабежных нагнятальнікаў вугал выхаду з лопасцяў  $\beta_2$  (3.26), які можа знаходзіцца ў межах  $10\text{--}170^\circ$  (мал. 3.6). Тады каэфіцыент ціску  $\psi'$  змяняецца прыкладна ў дыяпазоне  $0,8\text{--}2,5$ , г. зн. амаль у тры разы.

Звычайна для большасці цэнтрабежных нагнятальнікаў значэнне  $\beta_2 = 15\text{--}35^\circ$ , каэфіцыент ціску  $\psi' = 0,9\text{--}1,1$ . Тады з выразу (3.33) маем, што  $\psi = 0,45\text{--}0,55$ .

### **3.4. Законы падабенства і каэфіцыент хуткаходнасці цэнтрабежных нагнятальнікаў**

#### **3.4.1. Законы прапарцыянальнасці і падабенства лопасцевых нагнятальнікаў**

Пры канструяванні і эксплуатацыі лопасцевых нагнятальнікаў карыстаюцца законамі іх падабенства, якія засноўваюцца на агульных прынцыпах тэорыі гідрадынамічнага падабенства.

Адрозніваюць геаметрычнае, кінематычнае і дынамічнае падабенствы.

*Геаметрычнае падабенства* рабочых колаў лопасцевых нагнятальнікаў азначае прапарцыянальнасць усіх адпаведных памераў іх праточной часткі (дыяметра, шырыні лопасцяў, радыусаў крывізны лопасцяў і г. д.).

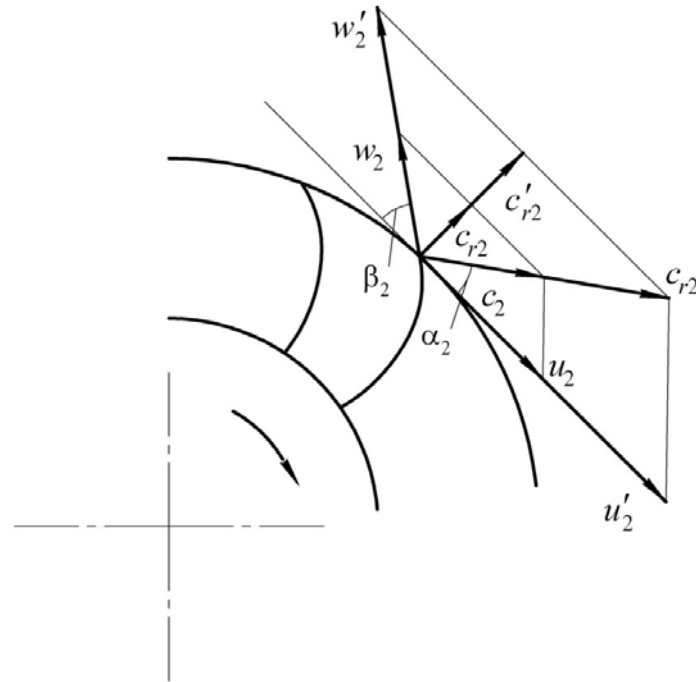
*Кінематычнае падабенства* азначае аднолькавыя напрамкі вектараў хуткасці ў геаметрычна падобных пунктах струменяў лопасцевых нагнятальнікаў, якія параўноўваюцца. Такім чынам, кінематычнае падабенства магчыма толькі пры ўмове выканання геаметрычнага падабенства.

*Дынамічнае падабенства* – падабенства мас, шчыльнасцяў, сіл. Каб выконвалася ўмова дынамічнага падабенства, неабходна каб нагнятальнікі, якія параўноўваюцца, пампавалі аднолькавую вадкасць (у першую чаргу па шчыльнасці і вязкасці).

Кінематычнае падабенства магчыма ўявіць з аналізу прапарцыянальнасці паралелаграмаў хуткасцяў, якія пабудаваны на выхадзе

з рабочага кола аднаго і таго ж нагнятальніка, але пры ўмове рознай частаты вярчэння  $n_1$  і  $n_2$  рабочага кола.

На мал. 3.10 хуткасці патоку вадкасці на выхадзе з рабочага кола з частатой яго вярчэння  $n_1$  маюць індэкс « $2$ », а пры частаце вярчэння  $n_2$  – « $2'$ ».



Мал. 3.10. Паралелаграмы хуткасцяў лопасцевага нагнятальніка на выхадзе з рабочага кола пры частотах вярчэння  $n_1$  і  $n_2$

З улікам, што паралелаграмы падобны

$$\frac{u_2}{u_2'} = \frac{c_2}{c_2'} = \frac{w_2}{w_2'} = \frac{c_{r2}}{c_{r2'}}, \quad (3.35)$$

$$\frac{u_2}{u_2'} = \frac{\pi D_2 n_1}{60} \frac{60}{\pi D_2' n_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.36)$$

Тады з формул (3.35) і (3.36) можна запісаць:

$$\frac{c_{r2}}{c_{r2'}} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.37)$$

Падача цэнтрабежнага нагнятальніка згодна з (3.6) і (3.37) змяняецца прапарцыянальна частаце вярчэння рабочага кола:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{c_{r2}}{c_{r2'}} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.38)$$

З ураўнення цэнтрабежнага кола Эйлера (3.17) маем, што

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{c_{u2}u_2}{c_{u2}'u_2'}. \quad (3.39)$$

З улікам (3.35) і (3.36) ураўненне (3.39) прыме выгляд

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2. \quad (3.40)$$

Формула (3.40) паказвае, што напор, які стварае цэнтрабежны нагнятальнік, змяняецца прапарцыянальна квадрату частаты вярчэння рабочага кола.

Магутнасць, якую спажывае нагнятальнік, прапарцыянальна здабытку  $Q$  на  $H$  (2.19). Калі перамножыць адпаведныя значэнні  $Q$  і  $H$  у залежнасцях (3.38) і (3.40), атрымаем:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3, \quad (3.41)$$

г. зн. магутнасць нагнятальніка змяняецца прапарцыянальна кубу частаты вярчэння рабочага кола.

Формула (3.41) дазваляе зрабіць вельмі істотную заўвагу: *шляхам змянення частаты вярчэння рабочага кола можна рэгуляваць магутнасць, якую спажывае помпа, і выбіраць энергаэфектыўны рэжым яе работы.*

Суадносіны (3.38), (3.40) і (3.41), якія апісваюць залежнасць расходу  $Q$ , напору  $H$  і магутнасці  $N$  ад частаты вярчэння  $n$  рабочага кола нагнятальніка, былі вызначаны з прапарцыянальных паралелаграмаў хуткасцяў (мал. 3.10) і таму атрымалі назву *законаў прапарцыянальнасці цэнтрабежнага нагнятальніка*. Іх выкарыстоўваюць для пераразліку характарыстык нагнятальніка  $H$ ,  $Q$  і  $N$  у выпадку змянення частаты вярчэння рабочага кола.

Разгледзім два розныя нагнятальнікі, якія маюць геаметрычна падобныя рабочыя колы з рознымі значэннямі вонкавых дыяметраў  $D_2$  і  $D_2'$ . Калі рабочыя колы верцяцца адпаведна з частатой  $n_1$  і  $n_2$ , то пры гэтым у нагнятальніках ствараюцца напоры  $H_1$  і  $H_2$ . Хуткасці патокаў вадкасці  $u_2$  і  $u_2'$ , а таксама  $c_{u2}$  і  $c_{u2}'$  на выхадзе з адпаведных рабочых колаў будуць прапарцыянальнымі іх вонкавым дыяметрам  $D_2$  і  $D_2'$ . Тады з асноўнага ўраўнення цэнтрабежнага кола Эйлера (3.17) можна знайсці:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_2'} \right)^2, \quad (3.42)$$

што справядліва ў выпадку  $\eta = \text{const}$ .

Падача нагнятальнікаў прапарцыянальна плошчам выхадных сячэнняў рабочых колаў і радыяльных складальных  $c_{r2}$  і  $c_{r2}'$  хуткасцяў на выхадзе (3.6). Калі рабочыя колы падобны, то плошчы выхадных сячэнняў прапарцыянальны квадратам дыяметраў  $D_2^2$  і  $D_2'^2$ , а хуткасць на выхадзе таксама будзе прапарцыянальна тым жа дыяметрам  $D_2$  і  $D_2'$  і адпаведным частотам вярчэння колаў  $n_1$  і  $n_2$ . Значыць, пры нязменным аб'ёмным ККДз

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{D_2}{D_2'} \right)^3. \quad (3.43)$$

Суадносіны паміж магутнасцямі, якія будуць спажываць нагнятальнікі з геаметрычна падобнымі рабочымі коламі, вызначаюцца аналагічна формулы (3.38) і будуць мець выгляд

$$\frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_2'} \right)^5. \quad (3.44)$$

Суадносіны (3.39)–(3.41) адлюстроўваюць *законы падабенства цэнтрабежных нагнятальнікаў*. Гэтыя суадносіны можна выкарыстоўваць, калі геаметрычныя памеры помпаў, якія параўноўваюць, не адрозніваюцца больш чым у 2–3 разы і калі яны перапампоўваюць аднолькавую вадкасць.

Трэба заўважыць, што пры ўмове  $D_2 = D_2'$  законы падабенства цэнтрабежных нагнятальнікаў (3.42)–(3.44) набываюць выгляд атрыманых раней законаў прапарцыянальнасці (3.38), (3.40) і (3.41).

Параўнанне крытэрыяў прапарцыянальнасці (3.38) і (3.40) дазваляе вызначыць суадносіны паміж змяненнямі падачы  $Q$  і напору  $H$  у час рэгулявання частаты вярчэння  $n$  рабочага кола нагнятальніка:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left( \frac{Q_1}{Q_2} \right)^2. \quad (3.45)$$

З (3.42) знаходзім *каэфіцыент падобных рэжымаў*  $s$  работы цэнтрабежнага нагнятальніка пры розных значэннях частаты вярчэння  $n$  яго кола:

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = s = \text{idem}. \quad (3.46)$$

Тады з (3.43) атрымоўваем ураўненне падобных рэжымаў цэнтрабежнага нагнятальніка

$$H = sQ^2. \quad (3.47)$$



Залежнасць (3.47) мае выгляд квадратычнай парабалы з вяршыняй у пачатку каардынат.

### 3.4.2. Удзельная частата вярчэння лопасцевага нагнятальніка і каэфіцыент хуткаходнасці

Удзельная частата вярчэння лопасцевага нагнятальніка і каэфіцыент хуткаходнасці з'яўляюцца важнымі ўдзельнымі паказчыкамі, якія шырока выкарыстоўваюцца ў якасці параметраў, якія характарызуюць тып лопасцевага нагнятальніка.

Універсальнасць гэтых паказчыкаў заключаецца ў тым, што яны адначасова ўлічваюць тры найбольш істотныя параметры лопасцевага нагнятальніка: частату вярчэння  $n$ , падачу  $Q$  і напор  $H$ . Дзякуючы гэтаму яны даволі дакладна характарызуюць тып лопасцевага нагнятальніка.

Звернем увагу, што законы прапарцыянальнасці (3.38) і (3.40), а таксама законы падабенства (3.42) і (3.43) цэнтрабежнага нагнятальніка атрыманы адпаведна з ураўнення (3.6) неразрыўнасці патоку на выхадзе з вонкавай паверхні рабочага кола і ўраўнення Эйлера (3.17), якія не маюць залежнасці ад шчыльнасці патоку вадкасці.

Таму на падставе законаў падабенства цэнтрабежных нагнятальнікаў (3.42) і (3.43) выканаем вывад формулы вызначэння універсальнага крытэрыю падабенства лопасцевых нагнятальнікаў – удзельнай частаты вярчэння  $n_y$ . Крытэрыі  $n_y$  будзе аднолькавы для геаметрычна падобных нагнятальнікаў пры іх рабоце ў падобных рэжымах і не залежыць ад шчыльнасці пампуемай вадкасці.

Калі формулы (3.42) і (3.43) перапісаць у іншым выглядзе, то можна атрымаць наступныя крытэрыі падабенства для цэнтрабежнага нагнятальніка:

$$\frac{H_1}{D_2^2 n_1^2} = \frac{H_2}{D_2'^2 n_2^2} = h = \text{idem}, \quad (3.48)$$

$$\frac{Q_1}{D_2^3 n_1} = \frac{Q_2}{D_2'^3 n_2} = q = \text{idem}. \quad (3.49)$$

З (3.48) і (3.49) бачна, што атрыманыя крытэрыі падабенства можна назваць удзельным напорам і ўдзельным расходам. Яны не залежаць ад шчыльнасці вадкасці, але ў праектаванні і выбары іншага нагнятальніка гэтыя крытэрыі ў якасці універсальных выкарыстоўваюцца немагчыма, паколькі ў формулах (3.48) і (3.49) прысутнічае канструкцыйны параметр  $D$ .

Каб выключыць з ураўненняў геаметрычны параметр  $D$ , узвядзём ураўненні (3.48) і (3.49) адпаведна ў трэцюю і другую ступень, а затым падзелім  $q^2$  на  $h^3$  і атрымаем:

$$\frac{q^2}{h^3} = \frac{Q_1^2 n_1^6 D_2^6}{H_1^3 n_1^2 D_2^6} = \frac{Q_1^2 n_1^4}{H_1^3} = \frac{Q_2^2 n_2^4}{H_2^3} = \text{idem.} \quad (3.50)$$

З (3.50) можна запісаць формулу універсальнага крытэрыю падабенства  $n_y$ , які называецца *ўдзельнай частатай вярчэння*:

$$n_y = \sqrt[4]{\frac{Q^2 n^4}{H^3}} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (3.51)$$

Калі падача  $Q$  і напор  $H$  помпы будуць адпаведна роўны  $1 \text{ м}^3/\text{с}$  і  $1 \text{ м}$ , то з ураўнення (3.51) атрымаем

$$n = n_y.$$

Такім чынам, *удзельная частата вярчэння* – гэта частата вярчэння эталоннага нагнятальніка, геаметрычна падобнага да нагнятальнікаў дадзенага тыпу, які пры пампаванні адной і той жа вадкасці са значэннем  $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$  развівае напор, роўны  $1 \text{ м}$ , з максімальным значэннем ККДз.

На падставе залежнасці (3.51) вызначаюцца універсальныя крытэрыі падабенства для лопасцевых нагнятальнікаў рознага прызначэння.

Для помпаў, якія ствараюць напор у кропельных вадкасцях, традыцыйна выкарыстоўваецца *каэфіцыент хуткаходнасці*  $n_s$ :

$$n_s = 3,65 n_y = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.52)$$

дзе  $Q$  вымяраецца ў  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $n$  –  $\text{хв}^{-1}$ .

Увядзенне ва ўраўненне (3.52) па вызначэнні  $n_s$  дадатковага каэфіцыента, роўнага  $3,65$ , выклікана тым, што ў якасці адзінкавых (г. зн. роўных адзінцы) параметраў эталоннай помпы бярэцца магутнасць  $N = 1 \text{ к. с.}$  і напор  $H = 1 \text{ м}$ . Іншымі словамі, можна сказаць, што эталоннай помпай для гідрамашын з’яўляецца «помпа Вата» са значэннем магутнасці  $N$ , роўным адной конскай сіле (гл. падраздзел 2.2).

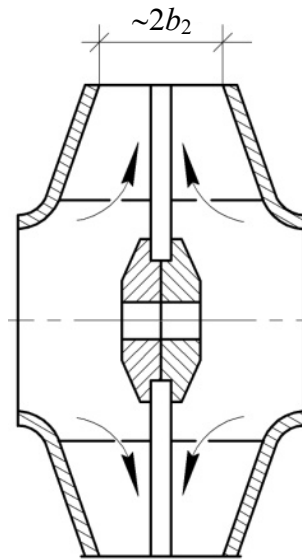
З улікам, што  $1 \text{ к. с.} = 75 \text{ кгс}\cdot\text{м}/\text{с} = 736 \text{ Вт}$ , то ў залежнасці (2.20) такую магутнасць будзе мець помпа, якая пампуе вадку шчыльнасцю  $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$  з напорам  $H = 1 \text{ м}$  і падачай  $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ . У гэтым выпадку  $3,65\sqrt{0,075} = 1$  і (3.52) прыме выгляд

$$n_s = \frac{3,65\sqrt{0,075}}{1^{3/4}} n = n.$$

З апошняга ўраўнення відавочна, што каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  з'яўляецца частатай вярчэння помпы, калі напор  $H = 1$  м і падачы  $Q = 0,075$  м<sup>3</sup>/с.

Залежнасці (3.51) і (3.52) па вызначэнні універсальных крытэрыяў падабенства былі атрыманы ў выніку аналізу мадэлі нагнятальнікаў з аднабаковым падводам вадкасці (мал. 3.1).

У тым выпадку, калі разглядаецца мадэль нагнятальніка з двухбаковым падводам вадкасці (мал. 3.11), то яго работу можна ўявіць як сумеснае дзеянне двух нагнятальнікаў з аднабаковым падводам вадкасці, лопасцевыя рабочыя колы якіх спараны паміж сабой.



Мал. 3.11. Прынцыповая схема рабочага кола нагнятальніка з двухбаковым падводам вадкасці

Шырыня выхаду з такога рабочага кола складзе  $b'_2 = 2b_2$ , таму з (3.6) вынікае, што  $Q'_2 = 2Q_2$ . Значыць, пры разглядзе мадэлі нагнятальніка з двухбаковым падводам вадкасці ў залежнасці (3.51) і (3.52) неабходна падстаўляць наступнае значэнне:

$$Q_2 = \frac{Q'_2}{2}. \quad (3.53)$$

Ураўненне хуткаходнасці (3.52) паказвае, што чым большы напор  $H$ , тым меншы каэфіцыент  $n_s$ .

У залежнасці ад каэфіцыента хуткаходнасці лопасцевыя помпы можна падзяліць на 5 тыпаў: павольныя (малаабаротныя); нармальныя; хуткаходныя; дыяганальныя (паўвосевыя); восевыя. У табл. 3.1

схематычна паказаны розныя тыпы колаў помпаў і прыведзены суадносіны іх асноўных памераў, а таксама каэфіцыенты хуткаходнасці. Прадстаўлены ў табліцы аналіз параметраў лопасцевых помпаў паказвае, што каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  з'яўляецца абагульненым крытэрыем адзнакі розных рабочых колаў цэнтрабежных і восевых помпаў. Напрыклад, у некалькіх розных па тыпе, форме праточнага тракту і канструкцыі помпах з блізкімі значэннямі  $n_s$  будуць падобнымі шматлікія ўласцівасці.

Адзначым, што павольнаходныя (малаабаротныя) помпы заўсёды выкарыстоўваюцца пры высокіх напорах і, наадварот, хуткаходныя – пры нізкіх напорах.

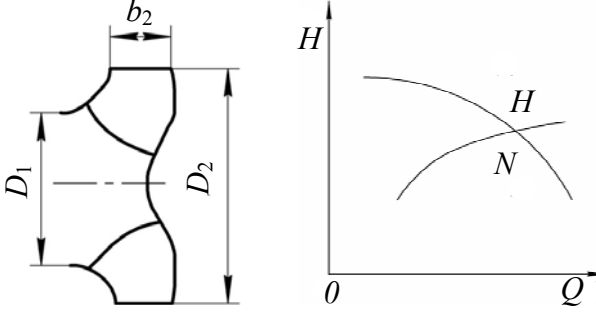
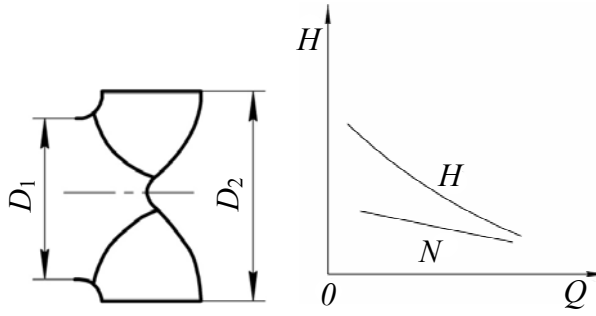
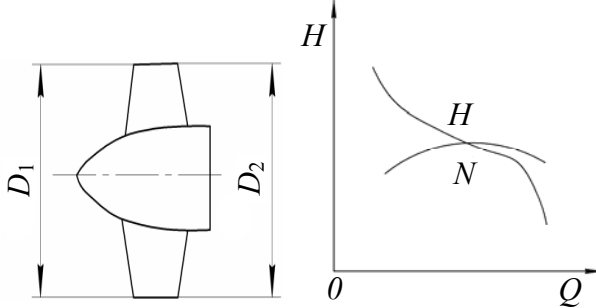
Такім чынам, каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  характарызуе тып рабочага кола і суадносіны яго асноўных памераў. З дапамогай каэфіцыента хуткаходнасці  $n_s$  можна параўноўваць рабочыя колы розных тыпаў і даследаваць работу вялікіх помпаў па іх паменшаных мадэлях.

Каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  можна вызначыць з графічнай характарыстыкі помпы. Для гэтага ва ўраўненне хуткаходнасці (3.52) падстаўляюцца значэнні падачы  $Q_{\text{ант}}$  і напору  $H_{\text{ант}}$  у аптымальным пункце характарыстыкі помпы. Формы характарыстык помпы ў залежнасці ад каэфіцыента хуткаходнасці  $n_s$  паказаны ў табл. 3.1.

Табліца 3.1

Класіфікацыя лопасцевых нагнятальнікаў

Помпа і яе характарыстыка	Схема сячэння рабочага кола. Форма характарыстыкі
<p><b>Павольнаходныя (малаабаротныя)</b>                      Каэфіцыент хуткаходнасці:  <math>n_s = 50-80</math>  <math>D_2 / D_1: 2,5-3,0</math></p>	
<p><b>Нармальныя</b>                      Каэфіцыент хуткаходнасці:  <math>n_s = 80-150</math>  <math>D_2 / D_1: 2</math></p>	

Помпа і яе характарыстыка	Схема сячэння рабочага кола. Форма характарыстыкі
<p><b>Хуткаходныя</b>            Каэфіцыент хуткаходнасці:  <math>n_s = 150-350</math>  <math>D_2/D_1: 1,4-1,8</math></p>	
<p><b>Дыяганальныя (паўвосевыя)</b>            Каэфіцыент хуткаходнасці:  <math>n_s = 350-500</math>  <math>D_2/D_1: 1,1-1,2</math></p>	
<p><b>Восевыя</b>            Каэфіцыент хуткаходнасці:  <math>n_s = 500-1500</math>  <math>D_2/D_1: 1</math></p>	

Больш падрабязна характарыстыкі помпаў і спосабы іх рэгулявання разглядаюцца ў раздзеле 5.

### 3.5. Кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці

Кожная дынамічная лопасцевая помпа пры адпаведным рэжыме работы мае свой крытычны кавітацыйны запас  $\Delta h_{кр}$  (формула (2.31)). Умовы бескавітацыйнай работы помпавых устаноў падрабязна разглядаліся ў падраздзеле 2.4.

Вызначыць універсальны кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці для дынамічных лопасцевых помпаў дазваляе выкарыстанне адной з асноўных залежнасцяў іх гідрадынамічнага падабенства (3.42)

і формулы (3.51) каэфіцыента  $n_y$  удзельнай частаты вярчэння лопасцевага нагнятальніка.

З прычыны, што крытычны кавітацыйны запас  $\Delta h_{кр}$  (2.31) лопасцевай помпы прапарцыянальны напору  $H$ , які стварае рабочае кола помпы, то згодна з ураўненнем (3.42) крытэрыю гідрадынамічнага падабенства напораў  $H$  маем:

$$\frac{\Delta h_{кр1}}{\Delta h_{кр2}} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \left( \frac{D_1}{D_2'} \right)^2 = \frac{H_1}{H_2}. \quad (3.54)$$

Тады, аналагічна як і ў выпадку вываду з формулы (3.45) каэфіцыента падобных рэжымаў  $s$  (3.46) работы цэнтрабежнага нагнятальніка пры розных значэннях частаты вярчэння  $n$  яго кола, з апошняга ўраўнення (3.54) атрымоўваем:

$$\frac{H_1}{\Delta h_{кр1}} = \frac{H_2}{\Delta h_{кр2}} = s' = \text{idem}, \quad (3.55)$$

$$\Delta h_{кр} = s'H. \quad (3.56)$$

Адной з асаблівасцяў удзельнай частаты вярчэння  $n_y$  з'яўляецца тое, што  $n_y$  для падобных рэжымаў помпаў дадзенага тыпу не змяняецца (3.51). Гэту ўласцівасць можна выкарыстаць для атрымання універсальнага кавітацыйнага паказчыка. Паколькі для падобных рэжымаў велічыня  $s'$  захоўвае нязменнае значэнне, то, калі ў формулу (3.51) замест  $H$  падставіць  $\Delta h_{кр} / 10$ , будзе атрыманы *кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці*  $C$ , які таксама валодае ўласцівасцю нязменнасці (*idem*) пры падабенстве рэжымаў:

$$C = \frac{nQ^{1/2}}{\left( \frac{\Delta h_{кр}}{10} \right)^{3/4}}. \quad (3.57)$$

Адпаведна з выразам (3.57) атрымліваецца формула для вызначэння мінімальнага кавітацыйнага запасу:

$$\Delta h_{кр} = 10 \left( \frac{nQ^{1/2}}{C} \right)^{4/3}. \quad (3.58)$$

У тым выпадку, калі вызначаецца  $\Delta h_{кр}$  для нагнятальніка з двухбаквым падводам вадкасці (мал. 3.11) з задачай  $Q_2' = 2Q_2$ , то ў залежнасці (3.51) і (3.52) неабходна падстаўляць значэнне  $Q_2$ , якое вызначаецца па формуле (3.53).

Формулы (3.57) і (3.58) былі прапанаваны С. С. Рудневым. Зручнасць іх выкарыстання ў тым, што кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці  $C$  для падобных рэжымаў з'яўляецца велічынёй нязменнай і, акрамя таго, для лопасцевых помпаў розных тыпаў ён амаль не змяняецца. Так для помпаў рознай хуткаходнасці значэнні каэфіцыента  $C$  прадстаўлены ў табл. 3.2.

Табліца 3.2

**Кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці  $C$  пры розных значэннях  $n_s$**

$n_s$	50–70	70–80	80–150	150–250
$C$	600–750	800	800–1000	1000–1200

Такім чынам, кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці  $C$  дазваляе не толькі падлічыць мінімальны кавітацыйны запас, але і ацаніць кавітацыйныя якасці помпы.

## 4. АСНОВЫ РАЗЛІКУ ЛОПАСЦЕВЫХ НАГНЯТАЛЬНІКАЎ

### 4.1. Разлік цэнтрабежнага нагнятальніка

Разліковыя методыкі [1–15] па вызначэнні асноўных канструкцыйных памераў цэнтрабежных нагнятальнікаў грунтуюцца на тэарэтычных мадэлях іх работы, якія былі разгледжаны раней у раздзеле 3. Асаблівасці і адрозненні паміж методами разліку ў першую чаргу звязаны з выкарыстаннем розных паўэмпірычных залежнасцяў і эмпірычных каэфіцыентаў, якія атрыманы доследным шляхам. Вынікі разліку па дадзеных методах дастаткова адпавядаюць характарыстыкам  $H$  і  $Q$  помпы і канструкцыйным памерам малаабаротных і нормальных цэнтрабежных нагнятальнікаў (табл. 3.1). Гэта, напрыклад, паказвае правяраны разлік вядомых параметраў серыйнай помпы, які быў праведзены па адной з методаў у рабоце [2]. З павышэннем хуткаходнасці лопасцевай машыны дакладнасць тэарэтычнага разліку зніжаецца. У такім выпадку для карэктавання і ўдакладнення вынікаў разліку, напрыклад, у методах [1, 11] прапанована выкарыстоўваць метады паслядоўных набліжэнняў.

Разгледзім асноўныя прынцыпы і алгарытм разліку цэнтрабежнага нагнятальніка па ўзоры вызначэння параметраў помпы:

1. Задаюцца зыходныя даныя, якімі звычайна з'яўляюцца падача  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), напор  $H$  (м).

2. Вызначаецца прыблізнае значэнне акружнай хуткасці  $u_2$  на выхадзе з рабочага кола і затым ажыццяўляецца выбар колькасці ступеняў цэнтрабежнага нагнятальніка:

$$u_2 = (gH)^{1/2}. \quad (4.1)$$

Залежнасць (4.1) атрымана з ураўнення (3.21) тэарэтычнай мадэлі Эйлера работы цэнтрабежнага нагнятальніка.

Трэба адзначыць, што вялікія значэнні напораў у помпах дасягаюцца ўжываннем шматступенных канструкцый. Гэта абумоўлена перш за ўсё тым, што напор, створаны рабочым колам цэнтрабежнай помпы, абмяжоўваецца характарыстыкай трываласці матэрыялу кола. Для дыскаў з адтулінамі ў цэнтры максімальна дапушчальная акружная хуткасць вызначаецца па залежнасці [2]

$$u_2^{\max} = \left( \frac{[\sigma_p]}{\rho} \right)^{1/2}, \quad (4.2)$$



дзе  $[\sigma_p]$  – дапушчальнае напружанне на разрыў, Па;  $\rho$  – шчыльнасць матэрыялу, кг/м<sup>3</sup>.

Для помпаў з чыгуннымі рабочымі коламі акружная хуткасць на выхадзе з кола не павінна перавышаць значэнне  $u_2 = 35\text{--}40$  м/с. Для рабочых колаў з канструкцыйнай вугляродзістай сталі –  $u_2 = 50\text{--}60$  м/с, а для медных рабочых колаў –  $u_2 = 70\text{--}80$  м/с [2].

Канчаткова выбар колькасці ступеняў цэнтрабежнага нагнятальніка выконваецца шляхам параўнання  $u_2$  з  $u_2^{\max}$ , а таксама зададзеных  $Q$  і  $H$  з параметрамі вядомых помпаў.

Напор адной ступені  $H'$  будзе:

$$H' = \frac{H}{z}, \quad (4.3)$$

дзе  $z$  – колькасць ступеняў.

3. Выбіраецца частата вярчэння рабочага кола  $n$  (аб/хв) у залежнасці ад тыпу прываднага рухавіка – звычайна асінхроннага электрарухавіка.

Аптымальным варыянтам кампаноўкі з'яўляецца непасрэднае злучэнне праз муфту вала нагнятальніка з валам электрарухавіка. Паколькі асінхронныя электрарухавікі маюць стандартныя частоты вярчэння  $n$ , то ў гэтым выпадку частата вярчэння рабочага кола павінна ўкладвацца ў значэнні стандартнага рада: 500; 600; 750; 1000; 1500 і 3000 хв<sup>-1</sup> [3]. Калі ў праекце выкарыстоўваецца электрарухавік са значэннем  $n$ , якое не супадае з данымі стандартнага рада, то неабходна даць абгрунтаванне яго выбару з указаннем маркі і тэхнічных характарыстак электрарухавіка.

У выпадках, калі прывад (трансмісія) ад электрарухавіка да вала цэнтрабежнага нагнятальніка не прамы праз муфту, а мае больш складаную канструкцыю (уключае іншыя перадачы – напрыклад, ужываецца пасавая перадача), то частата вярчэння рабочага кола помпы будзе абумоўлена характарыстыкай прывада – яго перадатчным лікам.

4. Разлічваецца каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  паводле формулы (3.52), і па значэнні  $n_s$  вызначаецца канструкцыйны тып помпы (гл. табл. 3.1). Пры гэтым неабходна мець на ўвазе, што можна істотна ўплываць на каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  праектуемага нагнятальніка шляхам змянення выбару значэння частаты вярчэння электрарухавіка са стандартнага рада (гл. пункт 2).

З формулы (3.52) каэфіцыент хуткаходнасці  $n_s$  таксама можна выразіць праз ціск  $p$  (Па) і частату вярчэння  $\omega$  (рад/с) рабочага кола ў выглядзе [14]

$$n_s = \frac{3,65Q^{1/2}n}{H^{3/4}} = \frac{3,5 \cdot 10^{-6} Q^{1/2} \omega}{p^{3/4}}. \quad (4.4)$$

У випадку, калі выбрана шматступенная помпа, то ў формулу (4.4) у якасці напору  $H$  падстаўляецца значэнне  $H'$  з (4.3) або адпаведнае напору  $H'$  значэнне ціску  $p$ .

5. Для цэнтрабежных нагнятальнікаў з адным рабочым колам (аднаступенных) ажыццяўляецца выбар схемы падводу вадкасці – з аднабаковым (мал. 3.1) або двухбаковым (мал. 3.11) падводам. У выпадку выбару двухбаковага падводу неабходна зрабіць пераразлік каэфіцыента хуткаходнасці  $n_s$  паводле формулы (3.52) з улікам залежнасці (3.53), па якой значэнне падачы  $Q$  у разліку  $n_s$  памяншаецца ў два разы.

Двухбаковы падвод мэтазгодна выкарыстоўваць у помпах, якія развіваюць вялікі ціск, бо (як бачна з мал. 3.11) гэта дазваляе вырашаць пытанне разгрузкі восі кола ад падоўжных намаганняў шляхам іх аўтаматычнага ўраўнаважвання праз уздзеянне патокаў на рабочае кола з абодвух бакоў. Схемы з двухбаковым падводам выкарыстоўваюцца пры вялікай падачы  $Q$  нагнятальніка, паколькі такое канструктыўнае рашэнне дазваляе амаль у паўтара разу скараціць памер вонкавага дыяметра  $D_2$  рабочага кола.

Найбольш проста гэта можна патлумачыць, калі разглядаць лопасцевы нагнятальнік з радыяльным тыпам лопасцей ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) рабочага кола (мал. 3.6, б). Радыяльная (расходная) хуткасць  $c_{r2}$  такога рабочага кола будзе:

$$c_{r2} = u_2 \operatorname{tg} \alpha_2. \quad (4.5)$$

У п. 3.4.2 падкрэсліваецца (мал. 3.11), што дзеянне нагнятальніка з двухбаковым падводам вадкасці можна разглядаць як сумесную работу двух спараных паміж сабой рабочых колаў з аднабаковым падводам (мал. 3.1). Адпаведна шырыня  $b_2'$  спараных рабочых колаў будзе ў два разы большай за шырыню  $b_2$  кожнага з іх:

$$b_2' = 2b_2. \quad (4.6)$$

Тады пры ўмове, што падача  $Q$  цэнтрабежнага нагнятальніка з аднабаковым падводам (мал. 3.1) роўна падачы нагнятальніка  $Q'$  з двухбаковым падводам (мал. 3.11), на падставе ўраўненняў (3.6), (3.21), (4.5), (4.6) маем:

$$Q = Q'; \quad c_{r2}' S_2' = c_{r2} S_2; \quad (u_2' \operatorname{tg} \alpha_2) S_2' = (u_2 \operatorname{tg} \alpha_2) S_2;$$

$$\left( \frac{\omega D_2}{2} \right) (2b_2 \pi D_2 \psi) = \left( \frac{\omega D_2'}{2} \right) (b_2 \pi D_2' \psi); \quad \frac{D_2'^2}{2} = D_2^2; \quad (4.7)$$

$$\frac{D_2'}{2} = 2^{1/2} = 1,4. \quad (4.7)$$

6. Знаходзіцца прыведзены дыяметр  $D_{1п}$  на ўваходзе ў цэнтрабежную помпу.

З тэорыі работы цэнтрабежнага нагнятальніка вядома, што ўмоўны дыяметр  $D_{1п}$  жывога сячэння ўваходу ў рабочае кола помпы можа быць арыенціравана вызначаны па вядомых значэннях падачы  $Q$  і напору  $H$  помпы, а менавіта:

$$D_{1п} = \left( \frac{4Q}{\pi c_0} \right)^{1/2}, \quad (4.8)$$

дзе  $c_0$  – хуткасць вадкасці ў жывым сячэнні патоку на ўваходзе ў рабочае кола помпы (паказана на мал. 3.1).

Хуткасць  $c_0$  у рабоце [2] прапаноўваецца вызначаць па залежнасці (4.1) з умовай памнажэння выніку на адпаведны табуліяваны каэфіцыент, які залежыць ад значэння  $n_s$ . Значэнні гэтага каэфіцыента знаходзяцца ў межах 0,10–0,19. Праверачны разлік, які быў праведзены там жа, паказвае завышэнне значэнняў хуткасцяў  $c_0$  і неабходнасць удакладнення прапанаваных эмпірычных каэфіцыентаў.

Найбольшае выкарыстанне пры вызначэнні  $D_{1п}$  атрымала формула С. С. Руднева [15]:

$$D_{1п} = k \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (4.9)$$

дзе каэфіцыент  $k = 3,5–6,0$  прымаецца ў залежнасці ад тыпу нагнятальніка.

Тэарэтычны вывад формулы С. С. Руднева (4.9) па вызначэнні прыведзенага дыяметра  $D_{1п}$  на ўваходзе ў цэнтрабежную помпу грунтуецца на матэматычных залежнасцях, якія апісваюць мадэль работы лопасцевага нагнятальніка (гл. раздзел 3). Падрабязна тэарэтычны вывад формулы (4.9) прыведзены, напрыклад, у [11]. Залежнасць, аналагічная (4.9), была атрымана эмпірычным шляхам у выніку апрацоўкі даных выпрабаванняў вялікай колькасці лопасцевых помпаў [15].

Для цэнтрабежных помпаў прапаноўваецца прымаць для першай ступені  $k = 4,0–4,5$ ; для іншых ступеняў шматступенных помпаў  $k = 3,5–4,0$ ; для помпаў з павышанымі антыкавітацыйнымі якасцямі  $k = 4,5–6,0$  [15]. У практычным разліку трэба заўсёды ўлічваць, што павелічэнне каэфіцыента  $c$  стварае большы кавітацыйны запас помпавай устаноўкі, але пры гэтым таксама павялічваецца дыяметр усмоктвальнага трубаправода і адпаведна адбываецца падаражанне ўсёй канструкцыі.

7. Вызначаецца аб'ёмны каэфіцыент карыснага дзеяння  $\eta_a$ , які ўлічвае аб'ёмныя страты ў цэнтрабежных помпах, абумоўленыя перацяканнем вадкасці праз ушчыльненні. Па гэтаму значэнне  $\eta_a$  цэнтрабежнай помпы ў значнай меры залежыць ад стану яе ўшчыльненняў, якія даволі хутка зношваюцца, асабліва калі помпа працуе ў асяроддзі агрэсіўнай вадкасці. У сучасных цэнтрабежных помпах  $\eta_a = 0,85-0,98$ . Арыенціровачна аб'ёмны каэфіцыент карыснага дзеяння  $\eta_a$  можна знайсці з наступнага выразу [7]:

$$\eta_a = \frac{1}{1 + an_s^{-0,6}}. \quad (4.10)$$

Каэфіцыент  $a$  залежыць ад суадносін паміж дыяметрам і ўваходу і выхаду.

8. Знаходзіцца гідраўлічны ККДз помпы.

Гідраўлічныя страты ў цэнтрабежных помпах абумоўлены гідраўлічным трэннем, ударамі і віхраўтварэннем у праточнай частцы.

Для помпаў пры высакаякасным вырабе лопасцяў гідраўлічны ККДз вызначаецца паводле формулы

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(1gD_{1п} - 0,172)^2}.$$

У сучасных помпах значэнні  $\eta_r$  знаходзяцца ў межах ад 0,85 да 0,96. Невялікія помпы, якія не маюць высакаякаснай апрацоўкі ўнутраных паверхняў, дасягаюць значэнняў  $\eta_r$  не большых за 0,80–0,85.

9. Вызначаецца агульны ККДз цэнтрабежнай помпы  $\eta$  як здабытак яе аб'ёмнага  $\eta_a$ , гідраўлічнага  $\eta_r$  і механічнага  $\eta_m$  ККДз (2.25).

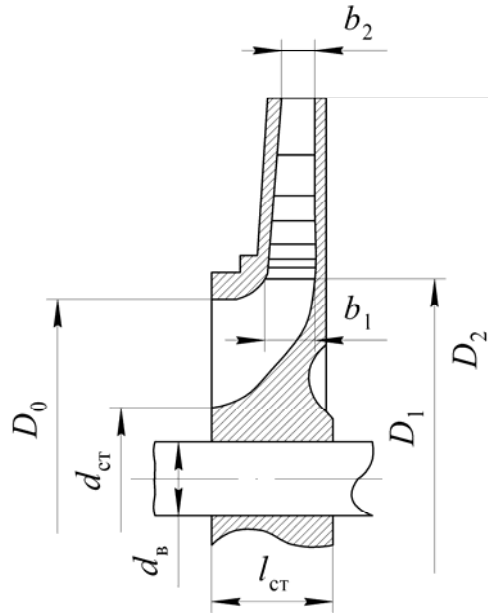
Значэнні механічнага ККДз у сучасных цэнтрабежных помпах дасягаюць  $\eta_r = 0,92-0,96$ . Механічны ККДз характарызуе страты энергіі, якія выкліканы трэннем ва ўшчыльненнях і падшыпніках, а таксама гідраўлічным трэннем вадкасці аб паверхні працоўных колаў і разгрузачных дыскаў. Агульны ККДз сучасных помпаў  $\eta$  роўны 0,75–0,92.

Канструкцыйныя памеры рабочага кола цэнтрабежнай помпы паказаны на мал. 4.1.

10. Разлічваецца магутнасць  $N$  і момант вярчэння  $M$  на вале рабочага кола:

$$N = \frac{\rho g H}{1000 \eta}, \quad (4.11)$$

$$M = \frac{97500 N}{n}. \quad (4.12)$$



Мал. 4.1. Канструкцыйныя памеры рабочага кола цэнтрабежнай помпы

11. Знаходзіцца дыяметр вала рабочага кола помпы:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2\tau_{\text{дап}}}}, \quad (4.13)$$

дзе  $\tau_{\text{дап}}$  – дапушчальнае напружанне на вярчэнне, якое прымаюць па-ніжаным да значэнняў  $1,2\text{--}2,0 \text{ кН/см}^2$ , каб улічыць дадатковае да вярчэння ўздзеянне на вал папярочных і цэнтрабежных сіл, выкліканых небалансам ротара.

12. Прымаюць дыяметр ступіцы кола  $d_{\text{ст}}$  у суадносінах да  $d_{\text{в}}$  (мал. 4.1) і вызначаюць дыяметр уваходу ў кола  $D_0$ , а таксама даўжыню ступіцы:

$$d_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,4)d_{\text{в}}, \quad (4.14)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{гп}}^2 + d_{\text{ст}}^2}, \quad (4.15)$$

$$l_{\text{ст}} = (1,0 \dots 1,5)d_{\text{ст}}. \quad (4.16)$$

13. Вызначаюцца акружная хуткасць  $u_1$  на ўваходзе ў міжлопасцевыя каналы, хуткасць вадкасці  $c_0$  на ўваходзе ў рабочае кола помпы і ўваходны вугал  $\beta_1$  (мал. 4.2).

Акружная хуткасць  $u_1$  будзе:

$$u_1 = \pi D_1 \frac{n}{60}. \quad (4.17)$$

Хуткасць вадкасці  $c_0$  на ўваходзе ў рабочае кола (мал. 3.1 і 4.1):

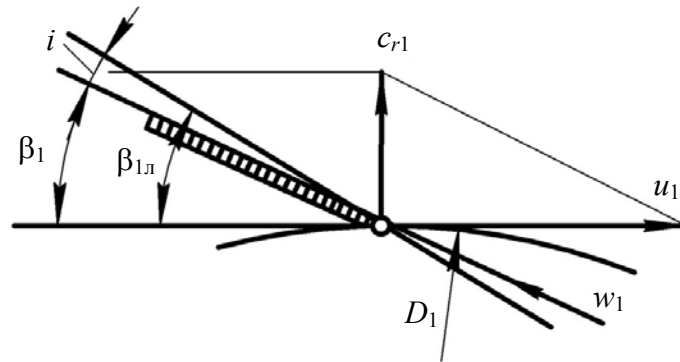
$$c_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_{ст}^2)\eta_a}. \quad (4.18)$$

Прымаецца, што  $c_{r1} = c_0$  і выконваецца пабудова ўваходнага паралелаграма хуткасцяў (мал. 4.2), які пакажа значэнне ўваходнага вугла  $\beta_1$ :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{r1}}{u_1}. \quad (4.19)$$

Канструкцыйны вугал лопасці  $\beta_{1л}$  на ўваходзе атрымоўваюць з улікам вугла атакі  $i = 0-6^\circ$  (мал. 4.2) з формулы (3.11а):

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i. \quad (4.20)$$



Мал. 4.2. Пабудова ўваходнага паралелаграма хуткасцяў

14. Шырыня  $b_1$  лопасці на ўваходзе ў рабочае кола (паказана на мал. 4.1) вызначаецца з ураўнення расходу (3.10):

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi D_1 c_1 \mu_1}, \quad (4.21)$$

дзе  $\mu_1$  – каэфіцыент сціскання ўваходнага сячэння профілем лопасцяў, арыенціравана прымаецца роўным 0,9.

Калі выкарыстоўваюцца адліўныя чыгунныя колы, то па ўмовах тэхналогіі таўшчыня лопасцяў прымаецца не меншай за 4 мм.

15. Выконваецца разлік выхадных элементаў кола.

Вугал  $\beta_2$  струменя на выхадзе з рабочага кола (мал. 3.6) прымаецца згодна з рэкамендацыямі ў падраздзеле 3.2. Звычайна ён знаходзіцца ў дыяпазоне  $16-30^\circ$ .

З ураўнення (3.18) атрымаем формулу па вызначэнні акружнай хуткасці  $u_2$  пры ўмове радыяльнага ўваходу вадкасці ў міжлопасцевыя каналы ( $c_{u1} = 0$ ):

$$u_2 = \frac{1}{2} c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2 \sqrt{\left(\frac{c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}}. \quad (4.22)$$

Ва ўраўненні (4.22) прымаецца, што  $c_{r1} = c_{r2}$ .  
Дыяметр  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}. \quad (4.23)$$

Адносіны дыяметраў выхаду  $D_2$  і ўваходу  $D_1$ :

$$m = \frac{D_2}{D_1}. \quad (4.24)$$

Шырыня  $b_2$  лопасці на выхадзе з улікам, што  $c_{r1} = c_{r2}$ :

$$b_2 = b_1 \frac{D_2}{D_1}. \quad (4.25)$$

Колькасць лопасцяў вызначаем паводле формулы Пфлейдэрэра (3.30), у якую замест  $\beta_1$  і  $\beta_2$  падстаўляем вядомае  $\beta_{1л}$ , затым з атрыманага ўраўнення вызначаем невядомы выхадны вугал лопасцяў  $\beta_{2л}$ .

16. Па атрыманых даных будзем у маштабе трохвугольнікі хуткасцяў на ўваходзе і выхадзе з лопасцевага нагнятальніка (мал. 3.3), прафілюем лопасць рабочага кола і будзем яго падоўжнае сячэнне (мал. 4.1) таксама ў маштабе.

## 4.2. Асаблівасці разліку цэнтрабежнага вентылятара

Для вызначэння канструкцыйных параметраў цэнтрабежнага вентылятара мэтазгодна разліковую методыку, якая выкладзена у падраздзеле 4.1, ужываць з выкарыстаннем фізічных і эмпірычных залежнасцяў, якія ўлічваюць спецыфіку і асаблівасці работы нагнятальнікаў з газападобнымі вадкасцямі.

Для ацэнкі работы нагнятальнікаў, якія пампуюць газападобныя (лёгкасціскальныя) вадкасці больш зручна выкарыстоўваць не напор  $H$  (м), а ціск  $p$  (Па). Таму правую і левую часткі асноўнага ўраўнення цэнтрабежнага лопасцевага кола Эйлера (3.15) памножым на здабытак  $\rho g$  і ў выніку атрымаем

$$p_T = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}). \quad (4.26)$$

Трэба яшчэ раз звярнуць увагу на тое, што аналіз ураўнення Эйлера (3.24) паказвае: частата вярчэння і геаметрычныя (канструкцыйныя) памеры (вуглавыя і лінейныя) вызначаюць тэарэтычны напор цэнтрабежнага нагнятальніка незалежна ад шчыльнасці пампуемай вадкасці. Такім чынам, змяненне шчыльнасці вадкасці вядзе да змянення ціску (4.26), які стварае нагнятальнік, але напор (3.24) застаецца нязменным, як і падача (3.6) нагнятальніка. Зменіцца яго магутнасць (2.18).

Гэтыя абставіны вельмі істотныя ў рабоце нагнятальнікаў, якія пампуюць газападобныя лёгкасціскальныя вадкасці. Каб выкарыстаць разліковыя залежнасці і характарыстыкі вентылятараў, якія вызначаны для стандартных умоў (паветра са шчыльнасцю  $\rho_0 = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ), робяць перавод рабочага (зададзенага) значэння ціску газу  $p$  са шчыльнасцю  $\rho$  да ціску  $p_0$  пры  $\rho_0$ :

$$p_0 = p \frac{\rho_0}{\rho}. \quad (4.27)$$

Адзначым, што  $p$  і  $p_0$  – значэнні ціскаў на выхадзе з вентылятара ў напорную лінію ўстаноўкі з улікам, што ў трубе газ мае шчыльнасці адпаведна  $\rho$  і  $\rho_0$ . Напрыклад, на мал. 2.6 ціск у жывым сячэнні патоку газу адразу на выхадзе патоку з вентылятара забяспечвае ўздым газу на вышыню трубы  $H_{\text{тр}}$ . Згодна з асноўным ураўненнем гідрастатыкі, ціск у жывым сячэнні на выхадзе патоку з вентылятара будзе змяняцца са змяненнем шчыльнасці газу. Адпаведна будзе змяняцца магутнасць, якую спажывае вентылятар.

З формулы (3.25) можна атрымаць у прасцейшым выглядзе ўраўненне Эйлера для цэнтрабежнага вентылятара:

$$p = \rho \psi' u_2^2, \quad (4.28)$$

дзе  $\psi'$  – каэфіцыент ціску, які будзе:

$$\psi' = \eta_r \varphi_2'. \quad (4.29)$$

У адрозненне ад выразу (3.32) пры вызначэнні каэфіцыента ціску  $\psi'$  для вентылятараў параметр  $k_z$  не ўлічваецца [15].

Прывядзём алгарытм разліку цэнтрабежных вентылятараў.

1. Зыходнымі данымі з'яўляюцца падача  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), ціск  $p$  (Па або  $\text{кгс/м}^2$ ).

2. Вызначаем прыблізнае значэнне акружнай хуткасці  $u_2$  на выхадзе з рабочага кола і затым ажыццяўляем выбар колькасці ступеняў цэнтрабежнага нагнятальніка.



У падраздзеле 4.1 ураўненне (4.1) па вызначэнні  $u_2$  для помпы атрымоўваецца з формулы (3.21), а для вентылятара падобнае ўраўненне выводзіцца з формулы (4.28):

$$u_2 = \left( \frac{p}{\rho} \right)^{1/2}.$$

Ціск адной ступені  $p'$  будзе:

$$p' = \frac{p_0}{z}, \quad (4.30)$$

дзе  $z$  – колькасць ступеняў.

Радыяльныя вентылятары ў большасці аднаступенныя з аднабаковым падводам (могуць быць з двухбаковым падводам). Радыяльныя вентылятары з колькасцю ступеняў большай за дзве, як правіла, не выкарыстоўваюцца.

Далейшы разлік параметраў вентылятара мэтазгодна праводзіцца па методыцы 4.1 з улікам эмпірычных каэфіцыентаў, дыяграм і залежнасцяў, якія былі атрыманы М. П. Калінушкіным на падставе статыстычнага аналізу вялікай колькасці выпрабаванняў радыяльных вентылятараў з добрымі эксплуатацыйнымі паказчыкамі і прадстаўлены ў выданнях [13, 14].

3. Вызначаем каэфіцыент хуткаходнасці (удзельную частату вярчэння)  $n_y$  радыяльных вентылятараў.

Цэнтральным аэрадынамічным інстытутам (ЦАГИ, Расія) было прапанавана вызначаць  $n_y$  з дапамогай ціску  $p$  (кгс/м<sup>2</sup>), які прыводзіцца для работы з паветрам пры нармальным умовах, калі шчыльнасць паветра складае  $\rho_0 = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>. Тады ціск  $p$  падстаўляецца замест напору  $H$  (м) ва ўраўненне (3.51):

$$n_y = \frac{Q^{1/2} n}{p^{3/4}}. \quad (4.31)$$

Калі супаставіць ураўненні (3.51) і (4.31), то бачна, што ў (4.31) ціск  $p$  бярэцца ў несістэмных адзінках вымярэння ( $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,81 \text{ н/м}^2 = 9,81 \text{ Па}$ ). Каб атрымаць ціск  $p$  у памернасці кгс/м<sup>2</sup>, трэба ціск  $p$ , які вызначаны ў паскалях, падзяліць на паскарэнне свабоднага падзення  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ . Такім чынам, ва ўраўненні (4.31) па сістэме СВ (стандартных вымярэнняў) у назойніку фактычна знаходзіцца  $(p / g)^{3/4}$ , дзе  $p$  вымяраецца ў паскалях. Ва ўраўненні (3.51) у назойніку выкарыстоўваецца напор  $H = p / (g\rho_0)$ . Паколькі шчыльнасць  $\rho_0 = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>, то суадносіны паміж каэфіцыентамі  $n_y$  ва ўраўненнях (3.51) і (4.31) будуць роўнымі 1,15.

У тым выпадку, калі ўсе зыходныя даныя для разліку  $n_y$  задаюцца ў сістэме СВ (падача  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), ціск  $p$  (Па), вуглавая хуткасць  $\omega$  ( $\text{с}^{-1}$ )), то ўраўненне (4.31) прыме выгляд [14]

$$n_y = 53 \frac{Q^{1/2} \omega}{p^{3/4}}. \quad (4.32)$$

Разлікі вентылятараў з аднолькавамі зыходнымі данымі, якія былі выкананы ў [13, 14] паказваюць супадзенне ў значэннях  $n_y$ , вызначаных па формулах (4.31) і (4.32).

4. Разлічваем хуткаходнасць вентылятара  $n_y$  пры стандартных частотах вярчэння асінхронных электрарухавікоў: 725, 960, 1450, 2900 [15]. Неабходна выбраць электрарухавік са значэннем  $n_y$  у дыяпазоне 20–80. Пры хуткаходнасці  $n_y > 100$  неабходна праектаваць не радыяльны, а восевы вентылятар [15].

5. Дыяметр уваходу ў вентылятар  $D_0$  вызначаем паводле формулы (4.9) з каэфіцыентам  $k = 3,5$  [13]:

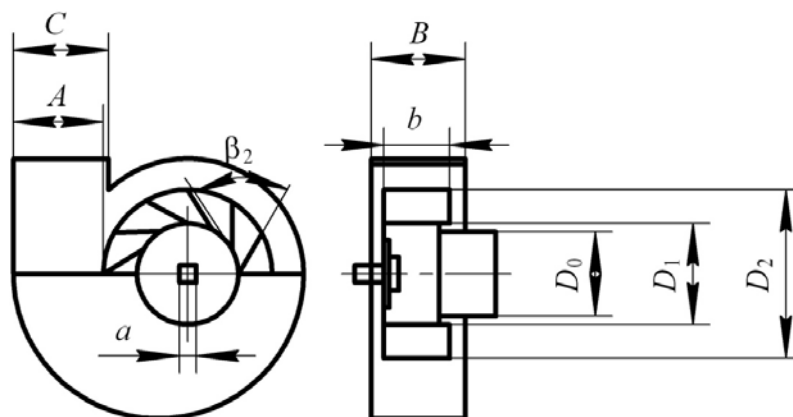
$$D_0 = 3,5 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (4.33)$$

У [14] прапануецца вызначаць  $D_0$  праз вуглавую хуткасць  $\omega$  ( $\text{с}^{-1}$ ):

$$D_0 = k \sqrt[3]{\frac{L}{\omega}}, \quad (4.34)$$

дзе ў залежнасці ад удзельнай хуткаходнасці  $n_y$  рэкамендуецца  $k = 1,6$ – $1,8$ . Дыяметр  $D_0$  уваходу ў вентылятар паказаны на мал. 4.3.

Для радыяльных вентылятараў з лопасцямі, загнутымі наперад, і пры  $n_y = 20$ – $55$  рэкамендуецца ў сярэднім  $k = 1,65$ , а для лопасцяў, адагнутых назад, пры  $n_y = 40$ – $80$   $k = 1,75$ .



Мал. 4.3. Схема радыяльнага вентылятара

Таксама ЦАГИ была прапанавана формула [14]

$$D_0 = \frac{k_1 Q^{1/2}}{p^{3/4}} \quad (4.35)$$

пры значэннях  $k_1 = 1,35-1,90$ .

Формулы (4.33), (4.34) і (4.35) даюць амаль аднолькавыя вынікі [13, 14].

6. Дыяметр уваходу ў кола (на лопасці кола)  $k_1$  прымаем па канструктыўных меркаваннях  $D_1 = D_0$  (мал. 4.3).

7. Вызначаем вонкавы дыяметр рабочага кола  $D_2$ .

Для радыяльных вентылятараў прасцейшага тыпу з нязменнай шырынёй колаў ( $b_1 = b_2$ ), лопасцямі, адагнутымі назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), і ў межах іх удзельнай хуткаходнасці  $n_y = 40-80$  можна прымаць [14]

$$D_2 = \frac{105D_0}{n_y}. \quad (4.36)$$

У тым выпадку, калі лопасці рабочага кола загнуты наперад ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), а значэнне ўдзельная хуткаходнасці знаходзіцца ў межах  $n_y = 20-55$ , вонкавы дыяметр рабочага кола  $D_2$  можна разлічыць па залежнасці [14]

$$D_2 = \frac{60D_0}{n_y}. \quad (4.37)$$

8. Шырыню  $B$  спіральнага корпуса прамавугольнага сячэння больш зручна прымаць з улікам квадратнай формы яго выхадной адтуліны ( $B \times B$ ), каб плошча квадратнай выхадной адтуліны была роўна плошчы ўваходнай адтуліны з дыяметрам  $D_0$  (мал. 4.3). Тады

$$B^2 = \frac{\pi D_0^2}{4};$$
$$B = 0,885D_0. \quad (4.38)$$

9. Вызначаем шырыню  $b$  рабочага кола вентылятара.

Тэарэтычна захаванне роўнай хуткасці ўваходу ў нагнятальнік ( $c_0 = c_1$ , мал. 3.2) можна забяспечыць, калі вытрымліваць роўнасць праточных плошчаў (мал. 4.3):

$$\frac{\pi D_0^2}{4} = \pi D_1 b_1. \quad (4.39)$$

Але трэба ўлічваць, што ў рэальнасці пры ўваходзе ў кола паток здзяйсняе паварот і адбываецца яго адрыў. У месцы адрыву фактычна плошча жывога сячэння патоку скарачаецца. Таму шырыню  $b$  рабочага кола трэба прымаць з пэўным запасам.

З улікам таго, што  $D_1 = D_0$ , атрымліваем

$$\frac{k\pi D_0^2}{4} = \pi D_0 b,$$

тады

$$b = k \frac{D_0^2}{4}. \quad (4.40)$$

Каэфіцыент  $k = 1,05-1,25$  для вентылятараў з лопасцямі, адагнутымі назад, і  $k = 1,2-2,5$  для вентылятараў з лопасцямі, загнутымі наперад. Пры гэтым чым большыя суадносіны  $D_0 / D_2$ , тым большы рэкамендуецца прымаць запас (каэфіцыент  $k$ ).

10. Знаходзім велічыню раскрыцця спіральнага карпуса – разварот  $A$ .

Пры лопасцях, адагнутых назад, і значэннях удзельнай хуткаходнасці ў межах  $n_y = 40-80$  [14]

$$A = \frac{D_2 n_y}{125}. \quad (4.41)$$

Пры лопасцях колаў, загнутых наперад, і ў межах значэнняў удзельнай хуткаходнасці  $n_y = 20-55$  [14]

$$A = \frac{D_2 n_y}{90}. \quad (4.42)$$

11. Разлічваем колькасць лопасцяў у колах вентылятараў:

$$z = \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}. \quad (4.43)$$

Атрыманае значэнне  $z$  акругляецца да лікаў, кратных 4 і 6.

Залежнасць (4.43) атрымана з улікам таго, што адлегласць паміж лопасцямі на сярэднім дыяметры  $(D_2 + D_1) / 2$  павінна быць роўнай радыяльнай даўжыні самой лопасці  $(D_2 - D_1) / 2$ . Такія канструкцыйныя суадносіны кола ствараюць перакрыццё лопасцяў (мал. 3.9, *a*) і тым самым забяспечваюць неабходную жорсткасць кола і дастатковае ўздзеянне лопасцяў на паток.

12. Выбіраецца вугал уваходу на лопасці, які ў мэтах памяншэння гідраўлічных страт пажадана прымаць у межах  $\beta_1 = 40-80^\circ$ . Большае значэнне вугла  $\beta_1$  адпавядае колам вентылятараў з меншымі значэннямі ўдзельнай хуткаходнасці  $n_y$ .

13. Рэкамендаваныя межы вугла ўстаноўкі лопасцяў на выхадзе з кола, калі лопасці адагнуты назад, –  $\beta_2 = 20-40^\circ$ . Калі лопасці загнуты наперад,  $\beta_2 = 140-160^\circ$ .

14. Магутнасць вентылятара  $N$  (кВт) на вале кола вылічваем паводле формулы

$$N = \frac{Qp}{1000\eta}. \quad (4.44)$$

Пры лопасцях, адагнутых назад, прымаем ККДз  $\eta = 0,6-0,7$ , а пры лопасцях кола, загнутых наперад,  $\eta = 0,55-0,60$ .

У [13, 14] згадваецца, што аднаступенны радыяльны вентылятар з аднабаковым уваходам дастаткова просты па канструкцыі і пры адсутнасці патрэбнага серыйнага вентылятара яго не складана зрабіць на вытворчай базе няпрофільнага (не вентылятарнага) прадпрыемства.

### 4.3. Прынцыпы разліку восевых нагнятальнікаў

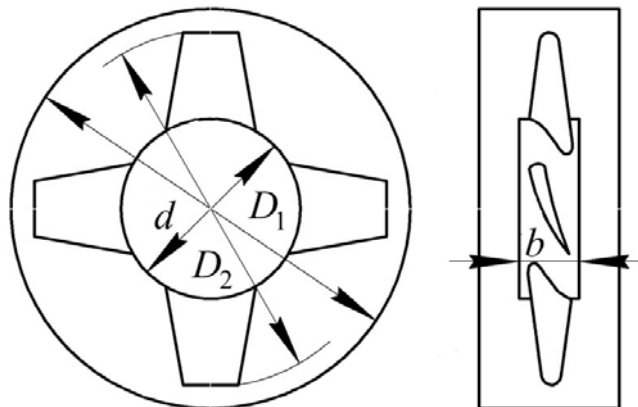
Для разліку асноўных памераў восевых помпаў і вентылятараў павінны быць зададзены: напор  $H$  (м) або ціск  $p$  (Па); падача  $Q$  (м<sup>3</sup>/с) і фізічныя характарыстыкі пампуемай вадкасці.

У табл. 3.1 і на мал. 4.4 прадстаўлены адпаведна схемы восевай помпы і вентылятара. Рабочае кола восевых нагнятальнікаў мае выгляд прапелера, яно стварае паток вадкасці, накіраваны ўздоўж яе восі.

Вызначэнне асноўных памераў восевых помпаў і вентылятараў выконваецца паводле асноўнага ўраўнення цэнтрабежнага лопасцевага кола Эйлера (3.15) і ўраўнення неразрыўнасці патоку (1.7).

З улікам, што паток вадкасці ўваходзіць (выходзіць) у рабочае кола паралельна восі нагнятальніка, можна прыняць, што акружныя хуткасці на ўваходзе і выхадзе роўны:

$$u_1 = u_2 = u.$$



Мал. 4.4. Схема радыяльнага вентылятара

Тады для восевых нагнятальнікаў ураўненне (3.15) прыме выгляд

$$H_T = \frac{u(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1)}{g}. \quad (4.45)$$

Паколькі патак на ўваходзе ў рабочае кола восевых нагнятальнікаў не мае закручвання, то  $\alpha_1 = 90^\circ$  і формулу (4.45) можна перапісаць:

$$H_T = \frac{uc_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (4.46)$$

Падачу восевага нагнятальніка вызначым паводле формулы

$$Q = c_2 \pi \left( \left( \frac{D}{2} \right)^2 - \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right). \quad (4.47)$$

Больш падрабязна методыкі разліку восевых помпаў і вентылятараў прыведзены ў [11, 13, 15].

#### **4.4. Вызначэнне памераў корпуса лопасцевых нагнятальнікаў**

На выхадзе з лопасцевага цэнтрабежнага кола нагнятальніка (мал. 3.1, 4.1 і 4.3) траекторыя патоку вадкасці вызначаецца профілем яго корпуса ў форме «слімака» (спіральнага корпуса) – дыфузара, які паніжае хуткасць патоку і адпаведна пераўтварае дынамічны ціск у статычны.

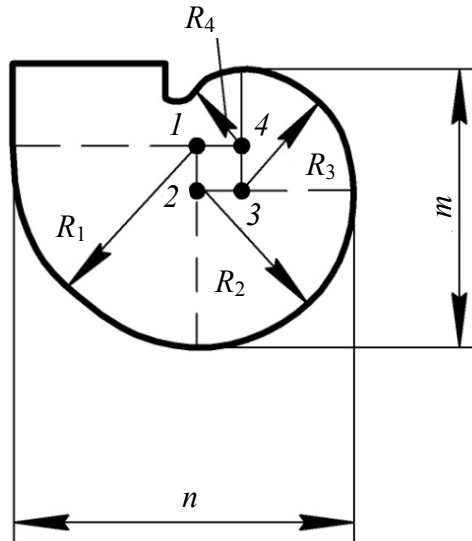
Корпус у форме «слімака» для радыяльных вентылятараў (мал. 4.3) звычайна выконваецца з ліставой сталі на зварцы, а ў цэнтрабежных помпах – шляхам адліўкі і таму мае больш аптымальную скругленую форму (мал. 3.1). Абрысы корпуса ў форме «слімака» адпавядаюць архімедавай спіралі (мал. 4.5).

Разварт  $A$  архімедавай спіралі (мал. 4.3) з'яўляецца вызначальным параметрам у пабудове корпуса цэнтрабежнага нагнятальніка. Для радыяльных вентылятараў ён разлічваецца па формулах (4.41) і (4.42).

Архімедаву спіраль часцей за ўсё будуецца з дапамогай канструктарскага квадрата з бокам  $a$ :  $a = \frac{A}{4}$ .

З пункта  $I$  вяршыні канструктарскага квадрата праводзяць дугу на вугал  $\pi / 2$ . Радыус дугі ў пачатку пабудовы «слімака» можна арыенціроваць прыняць:

$$R_1 = D_2 + A.$$



4.5. Пабудова архімедавай спіралі корпуса радыяльнага вентылятара

Затым ад пункта 2 наступнай вяршыні канструктарскага квадрата праводзяць новую дугу на вугал  $\pi / 2$ . радыус дугі з цэнтрам у пункце 2 будзе складаць:

$$R_2 = R_1 - a.$$

Аналагічным чынам праводзіцца трэцяя дуга з пункта 3.

З мал. 4.5 бачна, што памер  $a$  канструктарскага квадрата можна вызначыць па залежнасці

$$a = \frac{(n - m)}{2}.$$

Дугі, якія паслядоўна пабудаваны з цэнтрамі ў вяршынях 1, 2 і 3 канструктарскага квадрата, ствараюць профіль спіральнага корпуса.

Калі лінію спіральнага корпуса прадоўжыць дугой з радыусам  $R_4$ , то атрымаем «язык» спіральнага корпуса – частка профілю, якая ўваходзіць унутр спіральнага корпуса.

Даўжыня «языка» абмяжоўваецца канструкцыйна параметрам  $S$  (мал. 4.3).

У восевых нагнятальніках цэнтрабежныя сілы не істотныя, і вадкасць не змяняе напрамак руху. Таму корпус восевых нагнятальнікаў мае цыліндрычную форму і яго асноўная роля – абмежаванне і фармаванне патоку. Каб пазбегнуць у восевых нагнятальніках вялікіх аб'ёмных уцечак (перацякання вадкасці праз зазор), дыяметр корпуса павінен толькі мінімальна перавышаць дыяметр кола (мал. 4.4).

## 5. РАБОТА ЦЭНТРАБЕЖНЫХ НАГНЯТАЛЬНИКАЎ У ГІДРАЎСТАНОЎКАХ

### 5.1. Характарыстыка цэнтрабежнага нагнятальніка

*Характарыстыкай нагнятальніка* называецца графічная залежнасць асноўных тэхнічных паказчыкаў (напору  $H$ , магутнасці  $N$ , ККДз  $\eta$ , дапушчальнай вышыні ўсмоктвання  $\Delta h_{\text{дап}}$ ) ад падачы  $Q$  пры нязменных значэннях частаты вярчэння рабочага кола  $n$ , вязкасці  $\nu$  і шчыльнасці  $\rho$  вадкасці на ўваходзе ў нагнятальнік. Аналіз і фізічны сэнс гэтых параметраў быў паказаны ў раздзеле 2. Разгледзем прынцыпы пабудовы графічных залежнасцяў характарыстыкі цэнтрабежнага нагнятальніка для розных рэжымаў яго работы. Гэтыя прынцыпы і сам выгляд залежнасцяў ва многім падобныя паміж лопасцевымі помпамі і вентылятарамі, якія маюць канструкцыйную адпаведнасць паміж сабой. Таму ў аналізе абмяжуемся пабудовай характарыстык для помпавых цэнтрабежных нагнятальнікаў.

Характарыстыка залежыць ад тыпу помпы, яе канструкцыі і суадносін памераў яе асноўных вузлоў і дэталей. Адрозніваюць тэарэтычныя і эксперыментальныя характарыстыкі помпаў.

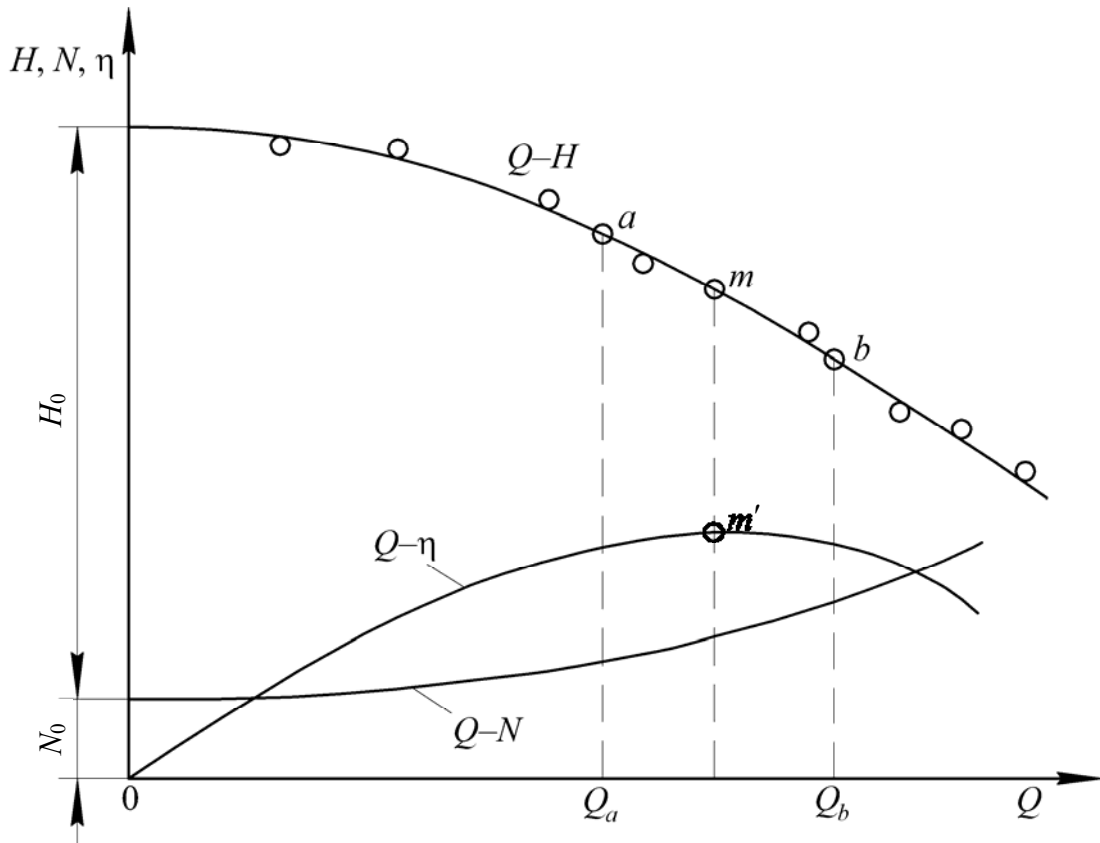
Тэарэтычныя характарыстыкі атрымоўваюць, карыстаючыся ўраўненнямі цэнтрабежнай помпы (гл. раздзел 3), у якія ўводзяць папраўкі на рэальныя ўмовы яе работы.

На работу помпы ўплывае шмат фактараў, якія цяжка, а часам і немагчыма ўлічыць, таму тэарэтычныя характарыстыкі помпы не ў поўнай меры дакладныя і імі мэтазгодна карыстацца толькі на этапе праектавання нагнятальніка ў якасці ацэначнай характарыстыкі яе ўласцівасцяў. Рэальныя суадносіны паміж параметрамі работы цэнтрабежнай помпы вызначаюць эксперыментальна, у выніку заводскіх (стэндавых) выпрабаванняў помпы або яе мадэлі.

Для выпрабавання помпа ўстанаўліваецца на стэндзе, які абсталяваны апаратурай і прыборамі для вымярэння расхода, ціску, вакууму і спажывальнай магутнасці. Пасля пуску помпы падачу рэгулююць зменай ступені адкрыцця засаўкі (вентыля) на напорнай лініі. Такім чынам, паслядоўна задаюцца некалькімі значэннямі ў падачы і вымяраюць адпаведныя гэтым значэнням велічыні напору і спажывальнай магутнасці (аналагічныя выпрабаванні выконваюць студэнты на універсітэцкім лабараторным стэндзе па даследаванні рэжымаў работы цэнтрабежнай помпы).



Атрыманя ў выніку эксперыментальных вымярэнняў значэнні падачы  $Q$ , напору  $H$  і магутнасці  $N$ , а таксама вылічаныя па гэтых велічынях значэнні ККДз наносяць на графік і злучаюць плаўнымі крывымі. Звычайна ўсе тры крывыя размешчаны на адным графіку з рознымі маштабамі па восі ардынат (мал. 5.1).



Мал. 5.1. Характарыстыка цэнтрабежнай помпы

Характарыстыка помпы мае некалькі адметных пунктаў або абласцей. Пачатковы пункт характарыстыкі адпавядае рабоце помпы пры закрытай засаўцы на напорным патрубку ( $Q = 0$ ). У гэтым выпадку помпа развівае напор  $H_0$  і спажывае магутнасць  $N_0$ , якая (каля 30% намінальнай) расходуюцца на механічныя страты і нагрэў вады ў помпе. Тэрмін работы помпы пры закрытай засаўцы не павінен перавышаць некалькі хвілін.

Вызначаецца *аптымальны пункт характарыстыкі*. На графіку (мал. 5.1) – гэта пункт  $m$ , які адпавядае максімальнаму значэнню ККДз. Як бачна, крывая  $Q-\eta$  зправа і злева ад аптымальнага (максімальнага) пункта  $m'$  мае палогі характар. Гэта дазваляе на практыцы карыстацца рабочай часткай (дыяпазнам) характарыстыкі паміж пунктамі  $a$  і  $b$

(мал. 5.1), што фактычна істотна не зніжае энергаэфектыўнасць гідраўстаноўкі. Эксплуатаваць нагнятальнік рэкамендуецца ў межах яго *рабочага дыяпазону* характарыстыкі.

Рабочы дыяпазон характарыстыкі нагнятальніка залежыць ад дапушчальнага паніжэння ККДз, якое прымаюць, як правіла, не большым за 2–3% ад максімальнага яго значэння.

Максімальны пункт характарыстыкі (канчатковы пункт крывой  $Q-H$ ) адпавядае таму значэнню падачы, пасля дасягнення якога помпа можа ўвайсці ў кавітацыйны рэжым (гл. падраздзел 2.4).

У заводскіх характарыстыках помпаў даволі часта наносяць яшчэ адну крывую  $Q-\Delta h_{\text{дап}}$  або  $Q-h_{\text{в (дап)}}$ . Гэтая крывая дае значэнні дапушчальнай вышыні ўсмоктвання ў залежнасці ад падачы помпы. Сутнасць параметраў  $\Delta h_{\text{дап}}$  (2.32) і  $h_{\text{в (дап)}}$  (2.38) падрабязна была разгледжана ў падраздзеле 2.4.

Крывую  $Q-\Delta h_{\text{дап}}$  атрымоўваюць падчас выпрабавання помпы на стэндзе, які дазваляе ствараць розныя значэнні поўнай вышыні ўсмоктвання пры зададзенай падачы помпы. Крывой  $Q-\Delta h_{\text{дап}}$  карыстаюцца пры праектаванні помпавых устаноў рознага прызначэння.

Асноўнай крывой, якая характарызуе работу нагнятальніка, з'яўляецца крывая залежнасці напору ад падачы  $Q-H$ . У залежнасці ад канструкцыі нагнятальніка форма крывой  $Q-H$  можа быць рознай. У табл. 3.1 даецца тэарэтычны аналіз залежнасці формы крывой  $Q-H$  ад канструкцыі нагнятальніка. Калі параўнаць тэарэтычныя крывыя  $Q-H$  павольнаходных і нармальных помпаў (табл. 3.1) з доследнай крывой  $Q-H$  цэнтрабежнай помпы (мал. 4.1), то бачна, што яны маюць агульныя заканамернасці.

Больш дэтальны аналіз залежнасці  $Q-H$  паказвае, што для розных помпаў існуюць крывыя, у якіх гэтая залежнасць паступова паніжаецца, і крывыя з участкам узрастання (уздыму). Першыя залежнасці называюцца стабільнымі, а другія – нестабільнымі характарыстыкамі нагнятальніка. Апошнія маюць пункт максімуму, г. зн. экстрэмум. У табл. 3.1 экстрэмум мае залежнасць  $Q-H$  у павольнаходнага нагнятальніка.

Таксама крывыя абодвух тыпаў могуць быць спадзістымі (палогімі), нармальнымі і крутаспадзістымі. Выгляд характарыстыкі помпы ў значнай ступені залежыць ад яе каэфіцыента хуткаходнасці (табл. 3.1).

Крутасць характарыстыкі  $K$  (%) звычайна вызначаюць паводле формулы

$$K = \frac{100(H_0 - H_m)}{H_m}, \quad (5.1)$$

дзе  $H_0$  – напор помпы пры  $Q = 0$ ;  $H_m$  – напор пры максімальным значэнні ККДз.

Пры крутасці 8–12% характарыстыкі лічаць спадзістымі, пры крутасці 25–30% – крутаспадзістымі. Выбар помпы са спадзістай, нармальнай або крутаспадзістай характарыстыкай залежыць ад умоў яе работы ў сістэме.

Пры разліку сістэм водазабеспячэння зручна карыстацца аналітычнымі залежнасцямі для рабочых участкаў характарыстык  $Q$ – $H$  помпаў. Такая характарыстыка мае выгляд

$$H = H_0 - S_h Q^2, \quad (5.2)$$

дзе  $H_0$  – напор, які развіваецца пры закрытай засаўцы на напорнай лініі ( $Q = 0$ );  $S_h$  – каэфіцыент гідраўлічных супраціўленняў у помпе, які вызначаецца падобна каэфіцыенту  $A$  у разліках напорнай характарыстыкі трубаправода (2.54) і (2.48).

Формулы для  $H_0$  і  $S_h$  прыводзяцца ў інструкцыях па выкананні гідраўлічных разлікаў сістэм водазабеспячэння.

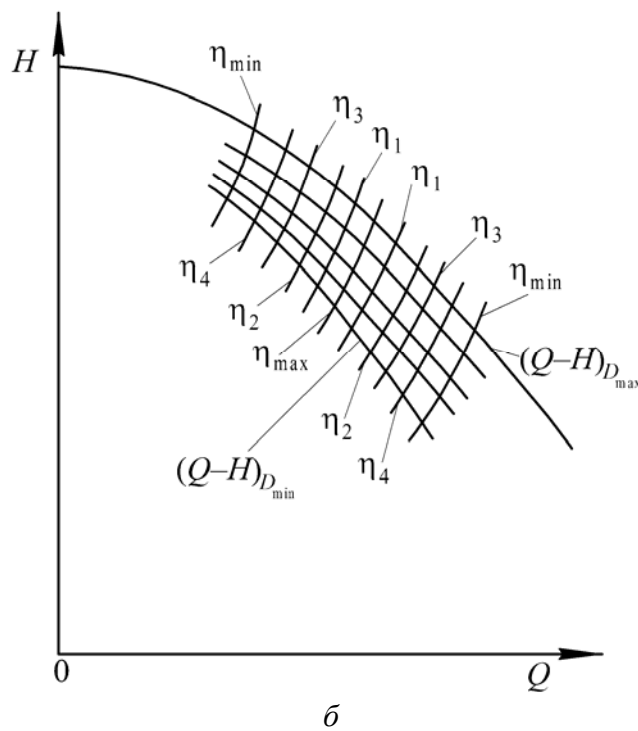
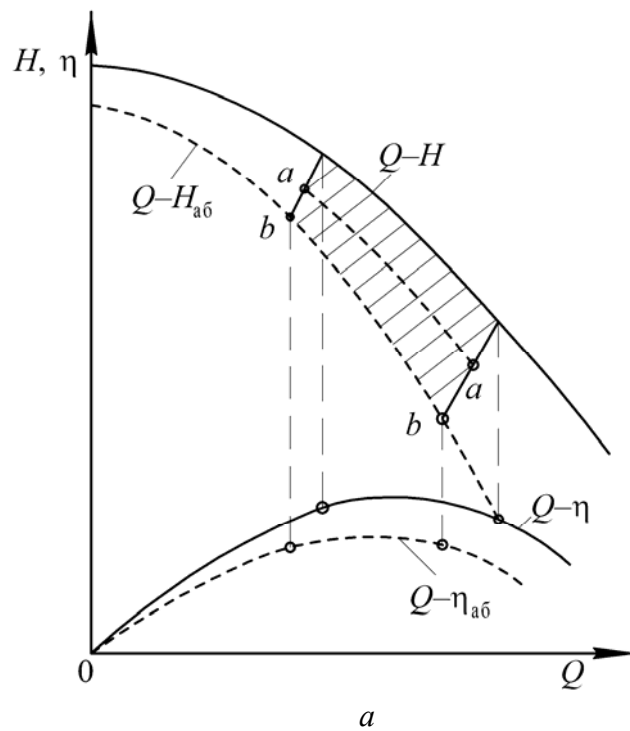
Характарыстыка  $Q$ – $H$  помпы істотна залежыць ад памеру яго асноўнага элемента – дыяметра рабочага кола. Формулы падабенства (3.42)–(3.44) апісваюць залежнасць падачы  $Q$  і напору  $H$  ад дыяметра  $D$  рабочага кола. Па залежнасцях (3.42)–(3.44) можна пабудаваць крывыя  $Q$ – $H$  для любога значэння дыяметра рабочага кола ў межах рэкамендуемых дыяпазонаў іх абточвання (абрэзвання).

Калі на характарыстыках, адпаведных неабточанаму і максімальна абточанаму рабочаму колу, нанесці пункты, якія абмяжоўваюць рабочыя зоны і злучыць іх прамымі лініямі, то атрымаецца крывалінейны чатырохвугольнік, які называецца *зонай рэкамендуемай работы помпы*, або *полем  $Q$ – $H$  помпы* (мал. 5.2, а). Ужыванне палёў  $Q$ – $H$  палягчае падбор помпы для зададзеных умоў, паколькі для любога пункта, які знаходзіцца ў зоне палёў, можа быць скарыстана помпа дадзенага тыпуразмеру з той або іншай ступенню абточвання рабочага кола.

Заводы-вытворцы звычайна пастаўляюць помпы з коламі аднаго з трох памераў: неабрэзаныя, чаму адпавядае верхняя крывая  $Q$ – $H$  на мал. 5.2, а; абрэзаныя (крывая  $a$ – $a$ ) і максімальна абрэзаныя (крывая  $b$ – $b$ ). На гэты ж графік наносіць крывую  $Q$ – $\eta_{аб}$ , адпаведную значэнням ККДз помпы з максімальна абрэзаным колам.

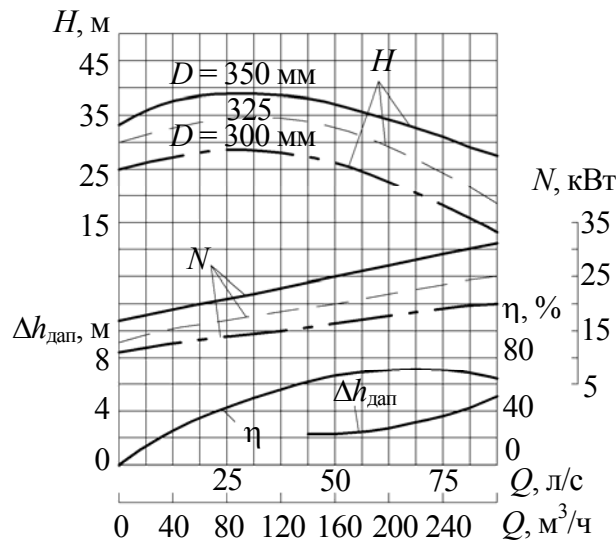
Для асобных помпаў заводы-вытворцы часам робяць характарыстыкі ў некалькі іншым, чым паказана на мал. 5.2, а, выглядзе. Крывыя  $Q$ – $H$  для колаў з рознай ступенню абточвання (рознага дыяметра) наносіць суцэльнымі лініямі, шкалу і крывую ККДз не наносіць,

а показваюць на графіку ізалініі роўных значэнняў ККДз (мал. 5.2, б). Карыстаючыся такімі характарыстыкамі, лягчэй вызначыць аптымальныя рабочыя зоны помпаў.



Мал. 5.2. Поле  $Q-H$  помпы:  
 а – без ізаліній ККДз; б – з ізалініямі ККДз

Для большасці помпаў заводы прыводзяць характарыстыкі, аналагічныя прыведзеным на мал. 5.2, а. Адна з такіх характарыстык помпы прадстаўлена на мал. 5.3.



Мал. 5.3. Характарыстыка  
цэнтрабежнай помпы Д200-36 ( $n = 1450$  аб/хв)

Характарыстыкі, якія былі разгледжаны вышэй, адносяцца да помпаў з пастаяннай (нязменнай) частатой вярчэння.

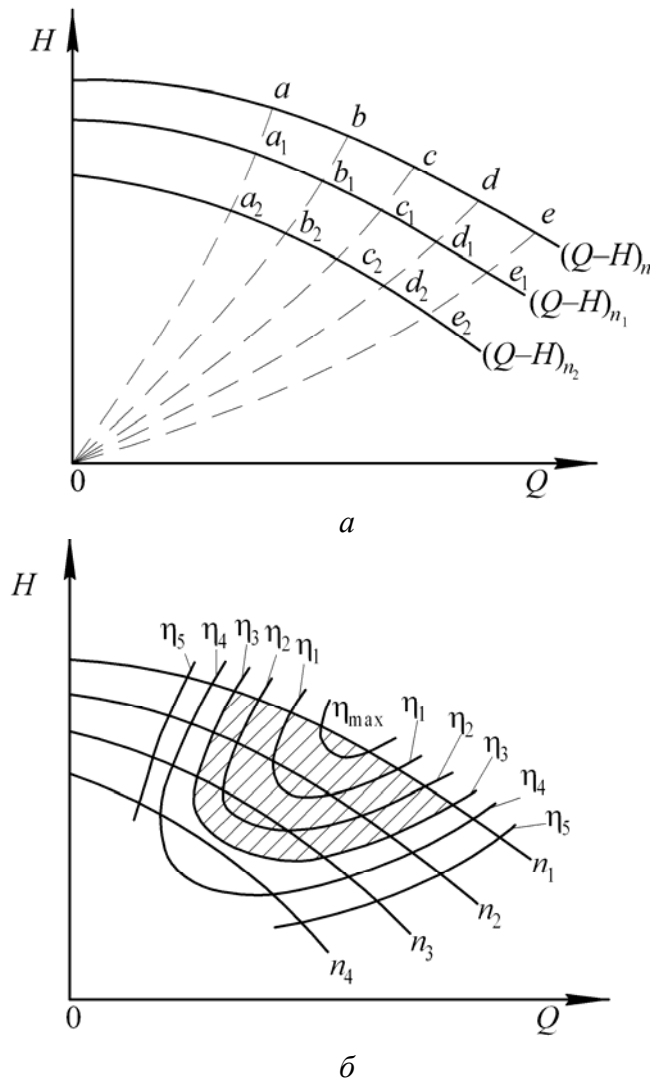
Змяніць характарыстыку помпы можна шляхам змены частаты вярчэння рабочага кола. Заводы-вытворцы, як правіла, прымаюць максімальна дапушчальную частату вярчэння помпы дадзенага тыпу. Таму часцей за ўсё змены характарыстыкі можна ажыццяўляць толькі шляхам памяншэння частаты вярчэння, а гэта значыць, у бок памяншэння ўсіх параметраў характарыстык (мал. 4.1) помпы.

Для таго каб па дадзенай характарыстыцы пры частаце вярчэння  $n$  пабудаваць характарыстыкі пры частотах вярчэння  $n_1, n_2, \dots, n_i$ , карыстаюцца законамі падабенства цэнтрабежных помпаў па формулах (3.38)–(3.41).

Як вядома, частоты вярчэння электрарухавікоў помпаў  $n$  маюць стандартныя значэнні (напрыклад, 2900; 1450; 960; 750  $\text{хв}^{-1}$  і г. д.). Таму характарыстыкі пералічваюць, як правіла, на значэнні  $n$ , паказаныя ў пашпартах электрарухавікоў, у тым ліку і шматхуткасных.

Сутнасць пералічэння можна наглядна паказаць на прыкладзе характарыстыкі  $Q-H$ . На крывой  $Q-H$ , адпаведнай частаце вярчэння  $n$ , і крывой  $(Q-H)_n$  наносіць пункты  $a, b, c, d$  і  $e$  (мал. 5.4, а) з каардынатамі  $Q_a, H_a; Q_b, H_b$  і г. д. Затым па формулах  $Q_a = Q_n n_1 / n$  і  $H_a = H_n n_1^2 / n^2$

вылічваюць каардынаты пункта  $a_1$ . Аналагічна знаходзяць і каардынаты пунктаў  $b_1, c_1$  і  $d_1$ . Злучыўшы плаўнай крывой гэтыя пункты, атрымліваюць крывую  $Q-H$  помпы з частатой вярчэння  $n_1$ . Гэтак жа можна пабудаваць і крывыя  $Q-H$  пры частаце вярчэння  $n_2, n_3$  і інш. Злучыўшы адпаведныя пункты ( $a, a_1, a_2, \dots, a_i; b, b_1, b_2, \dots, b_i$ ), атрымліваюць так званыя парабалы падобных рэжымаў, усе пункты якіх падобны па частаце вярчэння.



Мал. 5.4. Прыклад пабудовы характарыстык помпы:  
 $a$  – пры змене частаты вярчэння;  
 $b$  – універсальная характарыстыка з ізалініямі ККДз

Калі на крывых  $(Q-H)_n, (Q-H)_{n_1}$  нанесці пункты з роўнымі ККДз і злучыць іх, то можна атрымаць так званую *універсальную характарыстыку помпы* для ўсяго дыяпазону частот вярчэння (мал. 5.4, б).

На такой характарыстыцы лёгка нанесці поле помпы пры зададзеным паніжэнні ККДз (заштрыхаваная частка на мал. 5.4, б).

## 5.2. Характарыстыка сістэмы і рабочы рэжым помпы

Вызначыць, у якім рэжыме будзе працаваць помпа, можна толькі пры ўмове, што вядома характарыстыка сістэмы, у якую гэтая помпа падае вадкасць. У найпрасцейшым выпадку сістэма – гэта напорны трубаправод, які злучае помпу з бакам. Як вядома, напор, які развіваецца помпай, складаецца з геаметрычнай вышыні ўздыму вадкасці і сумы гідраўлічных супраціўленняў:

$$H = H_r + \sum h. \quad (5.3)$$

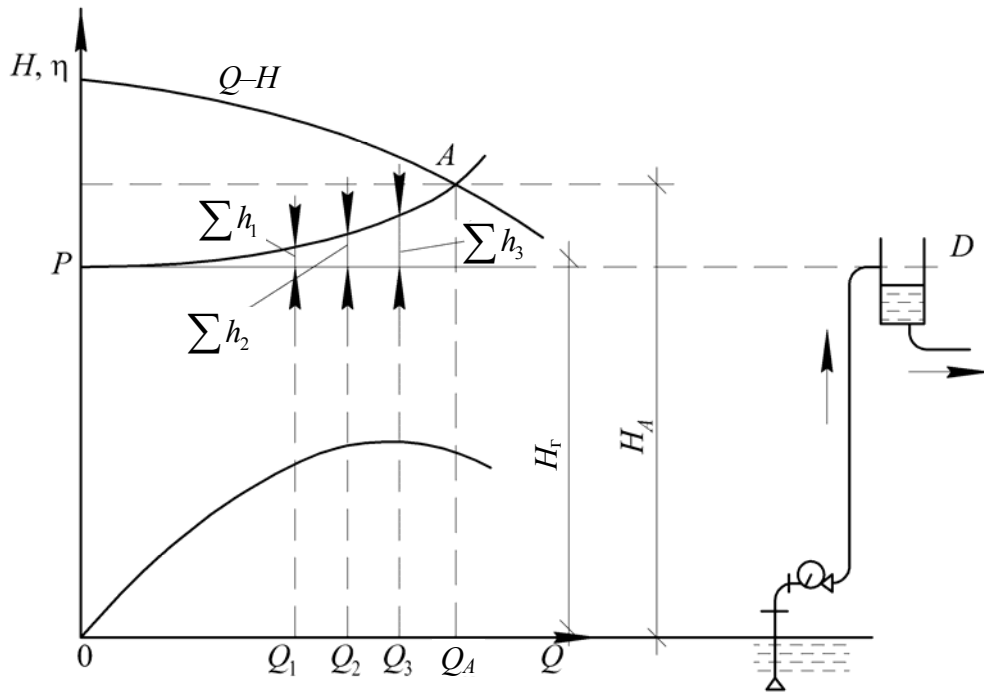
Формула (5.3) з'яўляецца формай запісу ўраўнення (2.40) напорнай характарыстыкі трубаправода і адносіцца да схемы, прадстаўленай на мал. 5.5. Велічыня  $\sum h$  залежыць ад дыяметра і даўжыні трубаправода, шурпатасці яго сценак, колькасці мясцовых супраціўленняў і расходу  $Q$  вадкасці, якая падаецца.

Характарыстыку сістэмы будуюць наступным чынам. На графіку праводзяць прамую  $PD$ , паралельную восі абсцыс, якая праходзіць ад яе на адлегласці  $H_r$  (мал. 5.5). Выбіраюць некалькі значэнняў расходу  $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_n$ , вылічваюць адпаведныя ім значэнні  $\sum h$  па формуле (2.42) або (2.48) у залежнасці ад рэжыму цягнення вадкасці. Адкладваюць значэнні  $\sum h$  уверх ад прамой  $PD$  у пунктах, якія адказваюць выбраным значэнням расходу  $Q$ , і злучаюць атрыманыя пункты плаўнай крывой.

Як бачна з мал. 5.5, для схемы ўключэння помпы ў сістэму магчымы толькі адзін рэжым работы помпы, адпаведны напору і падачы ў пункце  $A$  яе характарыстыкі.

На практыцы схема ўключэння помпы (мал. 5.5) сустракаецца рэдка, бо яна незканамічна. Часцей за ўсё помпу далучаюць да бака па схеме, паказанай на мал. 5.6, а. У гэтым выпадку рэжым работы помпы будзе змяняцца па меры напаўнення бака, бо геаметрычная вышыня ўздыму  $H_r$  (статычная складальная характарыстыкі сістэмы) павялічваецца, а гідраўлічныя супраціўленні  $\sum h$  не змяняюцца. У перыяд напаўнення бака падача помпы змяняецца ад  $Q_1$  у пачатку напаўнення да  $Q_2$  – у канцы. Розніца ў падачы помпы будзе асабліва істотнай пры вялікай вышыні бака, невялікім агульным геаметрычным уздыме і

спадальною характеристикою  $Q-H$ . Для практичних разліків при визначенні робочого пункту насосної установки (за схемою, показаною на мал. 5.6, а) необхідно побудувати характеристику системи, відповідну нижньому і верхньому розліковим узроўням води у резервуарі (пункти 1 і 2 на схемі гідростанції).



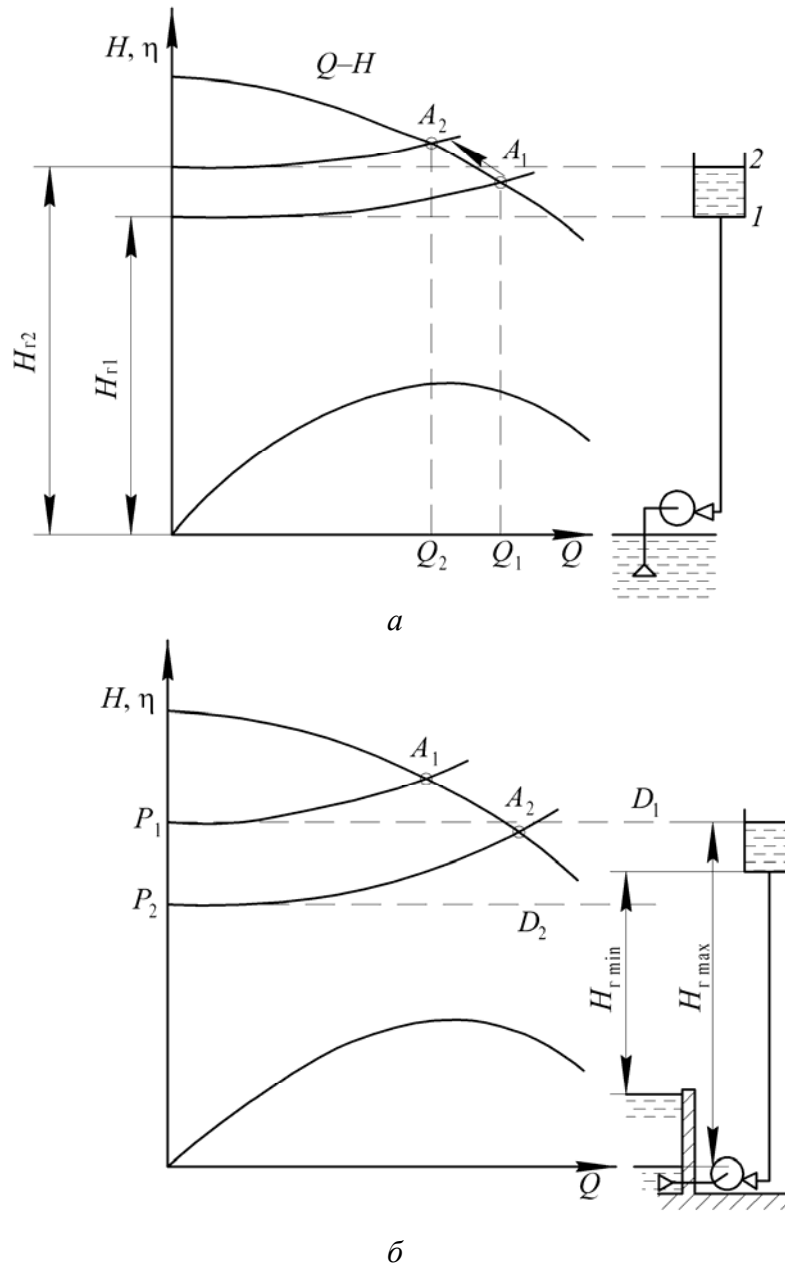
Мал. 5.5. Сумешчана характеристика насоса і найпростішої трубопроводної системи гідростанції

На мал. 5.5 і 5.6, а показано характеристики насоса, який працює з усмоктуванням при постійному (незмінному) узроўні води у заборному резервуарі. Коли насос працює з підпором (пад заливом) або при постійному узроўні у заборному резервуарі, то сумешчану характеристику насоса і системи будують за схемою, показаною на мал. 5.6, б. При цьому працюють самі складані з магчимою роботою насоса – самі низькі узроўні води у прийомному резервуарі і самі високі у напорному баку (пункт  $A_1$  на кривій  $Q-H$ ). В усіх інших випадках насос працює з більшою падочай. Найбільша падоча буде при мінімальному узроўні у баку і при максимальному у заборному резервуарі (пункт  $A_2$  на кривій  $Q-H$ ).

Схеми, приведені на мал. 5.5 і 5.6, відносяться до простих систем, у яких насос і напорний бак з'єднані безпосередньо трубопроводом без адгальвання і спадарожних відборів води (без спадарожних витрат). Практично ж часом зустрічаються випадки роботи насоса



у складаных сістэмах, калі вада ад помпы падаецца ў бак праз некалькі злучаных паміж сабой трубаправодаў, якія маюць у шматлікіх пунктах адборы вады (напрыклад, адборы ў водаправоднай сетцы). У такіх выпадках характарыстыку сістэмы будуць па выніках гідраўлічнага разліку сеткі для розных схем размеркавання расходаў.



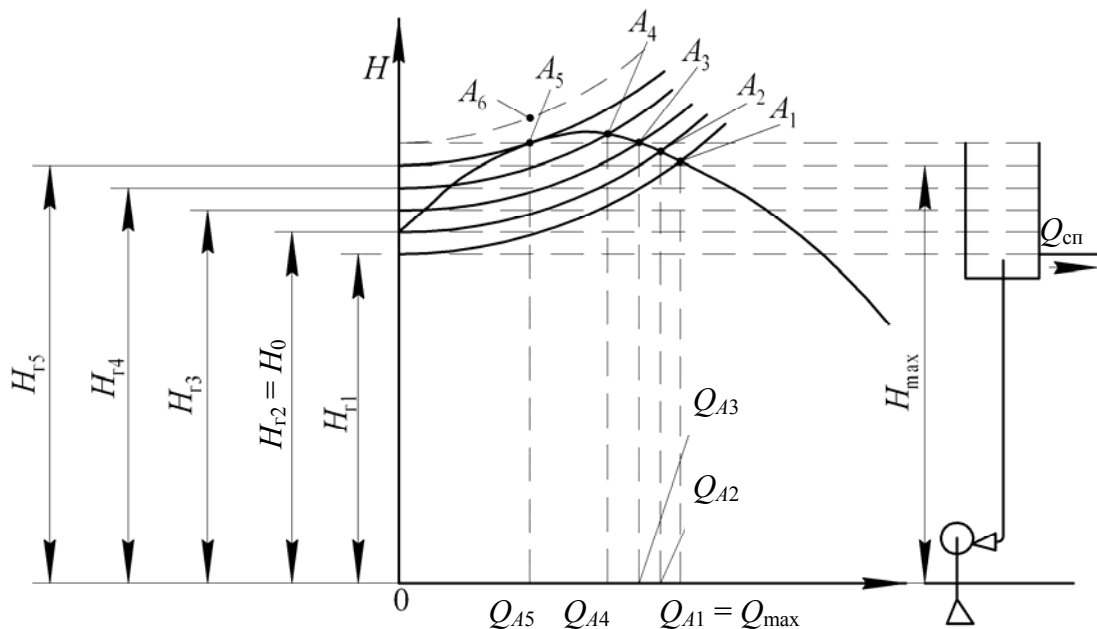
Мал. 5.6. Сумешчаныя характарыстыкі помпы і сістэмы:  
 а – падача ў напорны бак з пераменным узроўнем вадкасці пры яе нязменным узроўні ў заборным рэзервуары;  
 б – работа помпы пад залівам пры пераменным узроўні вадкасці ў заборным рэзервуары

### 5.3. Устойлівасць работы помпы ў сістэме

Характарыстыка некаторых цэнтрабежных помпаў няўстойлівая (гл., напрыклад, характарыстыку павольнаходных помпаў у табл. 3.1). Кривая  $Q-H$  у такіх помпах (мал. 5.7) мае максімум у зоне невялікіх падач.

Калі помпа з няўстойлівай характарыстыкай падае вадкасць у напорны (прыёмны) рэзервуар, з якога яна далей накіроўваецца на пункты спажывання, то пры пэўных умовах эксплуатацыі сістэмы можа ўзнікнуць няўстойлівы рэжым работы помпы.

У пачатку запуску гідраўстаноўкі помпа запаўняе сістэму вадкасцю да ўзроўню  $H_{r1}$ . Гэта, фактычна, узровень далучэння да баку магістральнага трубаправода з расходам  $Q_{сп} = Q_{A1}$ . Калі пры гэтым расход вадкасці на спажыванне меншы за падачу помпы ( $Q_{сп} < Q_{п}$ ), то ўзровень у баку будзе павышацца далей. Тады аналагічна, як і ў схеме (мал. 5.6, а), рабочы пункт  $A$  помпавай устаноўкі перамяшчаецца ўверх па крывой характарыстыкі помпы. На мал. 5.7 рабочы пункт пераносіцца з пазіцыі  $A_1$  у пункты  $A_2, A_3$  і г. д. Пры гэтым падача помпы будзе павялічвацца ад велічыні  $Q_{A1}$  да значэнняў  $Q_{A1}, Q_{A2}, Q_{A3}$  і г. д. Калі расход вадкасці, якая адбіраецца ў сістэму спажывання, будзе і далей меншы за падачу помпы ( $Q_{сп} < Q_{п}$ ), то яе ўзровень у баку ўзрасце да значэння геаметрычнага напору  $H_{r5}$  і ў пункце  $A_5$  кривая  $P_5A_5$  напорнай характарыстыкі сеткі будзе датычнай да крывой характарыстыкі помпы.



Мал. 5.7. Схема работы помпы з няўстойлівай характарыстыкай

Пры захаванні ўмовы  $Q_{\text{сп}} < Q_{\text{п}}$  узровень павінен быў расці і далей, але гэта немагчыма. Помпа не можа забяспечыць большы напор, бо тады яе характарыстыка будзе знаходзіцца ніжэй за лінію  $P_6A_6$  характарыстыкі сістэмы. Калі значэнне геаметрычнага напору  $H_{\text{г}}$  уздыміцца больш за  $H_{\text{г5}}$ , то парушыцца стабільнасць працэсаў у помпавай устаноўцы і сістэма «помпа – трубаправодная сетка» трапіць у так званы *рэжым пампажу*. Помпа ўжо не можа ўтрымаць вадкасць вышынёй  $H > H_{\text{max}}$  ( $H_{\text{max}} = H_{A5}$ ), і вадкасць пачынае злівацца ў адваротным напрамку (калі на напорным трубаправодзе помпы не пастаўлены адваротны клапан). Напор, які развіваецца помпай, падае да значэння напору халастога ходу  $H_0 = H_{\text{г2}}$ . Затым помпа аднаўляе работу з падачай, адпаведнай падачы ў пункце  $A_2$  характарыстыкі  $Q-H$ . Калі рэжым работы сістэмы да гэтага часу не зменіцца, то апісаная з’ява паўторыцца ізноў. Няўстойлівы рэжым работы помпы ў сістэме прыводзіць да ваганняў падачы і можа суправаджацца гідраўлічнымі ўдарамі ў сетцы.

Аналіз графіка падачы на мал. 5.7 паказвае, што работа помпы ў сістэме можа адбывацца ў няўстойлівым рэжыме ў тым выпадку, калі ў які-небудзь перыяд часу статычны напор у сетцы стане вышэй за напор халастога ходу помпы, г. зн. пры ўмове  $H_{\text{ст}} > H_0$ .

У выпадку ўжывання помпаў з устойлівымі характарыстыкамі апісаная вышэй з’ява не ўзнікае.

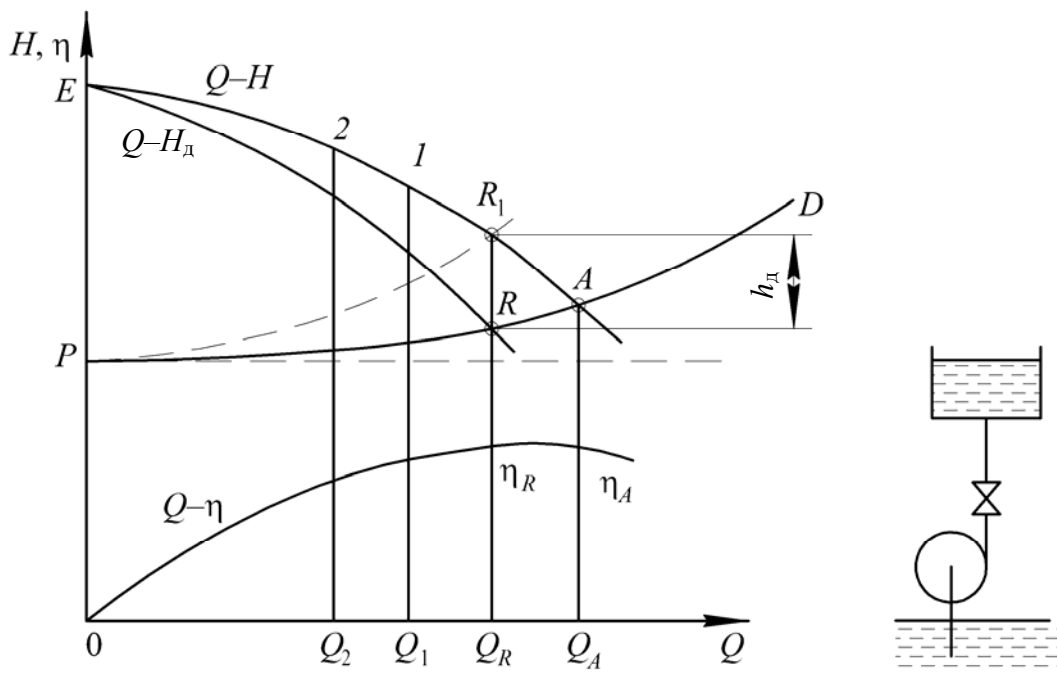
#### **5.4. Спосабы рэгулявання падачы цэнтрабежных помпаў**

Існуе два асноўныя спосабы рэгулявання падачы цэнтрабежных помпаў: праз характарыстыкі сістэмы (драселіраванне засаўкамі на напорнай або ўсмоктвальнай лініях, байпасаванне – перапуск часткі вадкасці з напорнага трубаправода ва ўсмоктвальны, упуск паветра на ўсмоктвальны патрубак помпы) і праз змену частаты вярчэння рабочага кола помпы. Першым спосабам можна толькі памяншаць падачу помпы. Як правіла, гэты спосаб неэканамічны, аднак на практыцы ім прыходзіцца часта карыстацца. Акрамя таго, варта мець на ўвазе, што характарыстыка сістэмы з цэнтрабежнымі помпамі будзе абавязкова змяняцца пры змене характарыстыкі трубаправоднай сістэмы.

*Характарыстыкі рэгулявання пры нязменнай частаце вярчэння. Дросельнае рэгуляванне*

Спосаб рэгулявання падачы засаўкай на напорным патрубку помпы заснаваны на павелічэнні супраціўлення напорнай лініі. Высветліць

вартасці і недахопы гэтага спосабу, а таксама вобласць яго ўжывання можна шляхам пабудовы характарыстык рэгулявання (мал. 5.8). На гэтым малюнку кривая  $ERA$  – характарыстыка  $Q-H$  помпы, а кривая  $PD$  – характарыстыка трубаправоднай сістэмы. Рабочаму пункту  $A$  адпавядае падача  $Q_A$ . Па ўмовах работы сістэмы ў яе неабходна падаваць вадкасць з расходам  $Q_R$ , меншым за расход  $Q_A$ . Для памяншэння падачы помпы прыкрываюць засаўку на напорным патрубку. Каб уявіць рэжым работы помпы з прыкрытай засаўкай, пабудуем так званую дросельную кривую, або дросельную характарыстыку помпы (кривая  $Q-H_d$  на мал. 5.8). Для гэтага з пункта  $Q_R$  правядзём прамую, паралельную восі ардынат. Яна перасячэ характарыстыку сістэмы ў пункце  $R$  і характарыстыку  $Q-H$  помпы ў пункце  $R_1$ . Розніца ардынат гэтых пунктаў  $h_d$  ёсць залішні напор, які неабходна «загасіць» гідраўлічным супраціўленнем засаўкі. Далей вылічым залішнія напоры  $h_{d1}, h_{d2}, \dots, h_{dn}$ , адпаведныя расходам  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ , па вядомых формулах падабенства:  $h_{d1} = h_d Q_1^2 / Q_R^2$ ;  $h_{d2} = h_d Q_2^2 / Q_R^2$  і г. д.



Мал. 5.8. Характарыстыкі дросельнага рэгулявання помпы

Велічыні  $h_{d1}, h_{d2}, \dots, h_{dn}$  адкладзём уніз ад пунктаў  $1, 2$  і г. д. характарыстыкі  $Q-H$  помпы і атрыманыя новыя пункты злучым крывой і такім чынам атрымаем так званую *дросельную характарыстыку помпы* (кривая  $ER$ ). Адзначым, што дросельная кривая з'яўляецца характарыстыкай помпы, аднесенай да нейкага пункта напорнага трубаправода пасля

засаўкі. Так як ступень закрыцця засаўкі можа быць рознай, то можна пабудаваць і некалькі дросельных крывых. У выпадку поўнага адкрыцця засаўкі дросельная крывая супадае з пашпартнай характарыстыкай помпы.

Для аэканамічнасці рэгулявання з дапамогай дроселя (засаўкі) на напорным патрубку неабходна разгледзець змяненне магутнасці і ККДз рэгулюемай устаноўкі.

Магутнасць, якая страчваецца пры рэгуляванні:

$$\Delta N = \frac{g\rho Q_R h_d}{\eta_R}, \quad (5.5)$$

дзе  $h_d$  – напор, які страчваецца ў дросельнай засаўцы (гл. мал. 5.8);  $\eta_R$  – ККДз помпы, адпаведны падачы  $Q_R$ .

Каэфіцыент карыснага дзеяння зарэгуляванай устаноўкі вызначаецца выразам

$$\eta_{\text{р. уст}} = \frac{H_R}{H_{R1}} \eta_R \eta_{\text{рух}}, \quad (5.6)$$

дзе  $H_R$  – напор, неабходны для падачы расходу  $Q_R$ ;  $H_{R1}$  – напор, які развіваецца помпай пры драселіраванні з падачай  $Q_R$  і напорам  $H_{R1} = H_R + h_d$ ;  $\eta_{\text{рух}}$  – ККДз рухавіка.

Як бачна з формул (5.5) і (5.6), рэгуляванне засаўкай на напорным патрубку не эканамічна, асабліва ў помпавых устаноўках пры вялікіх падачах і адносна малым напоры. У некаторых выпадках выкарыстоўваюць рэгуляванне падачы перапускам часткі пампуемай вадкасці (байпаснае рэгуляванне).

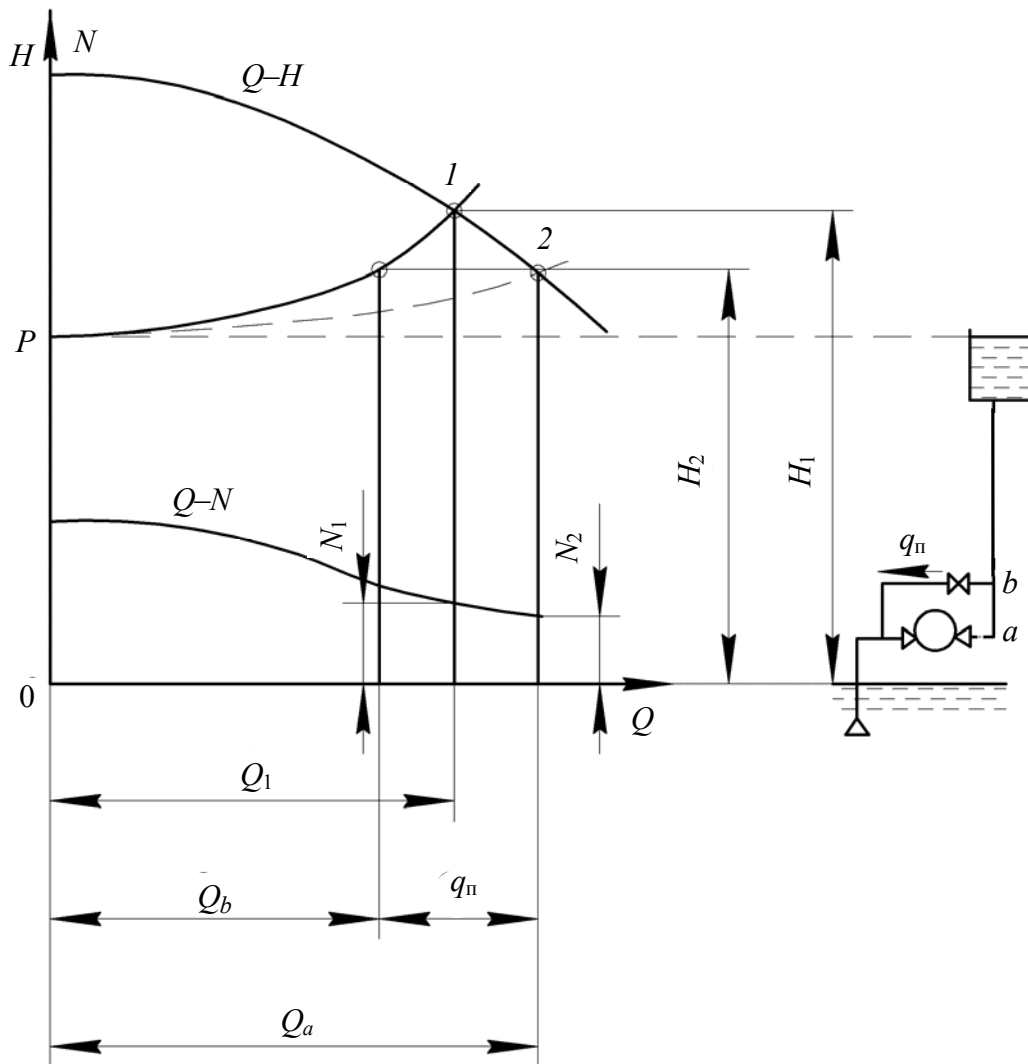
*Рэгуляванне падачы перапускам (байпаснае рэгуляванне)*

Калі ў помпавай устаноўцы з перапускной лініяй (мал. 5.9) патрабуецца паменшыць падачу ў сістэму ад велічыні  $Q_1$  да  $Q_b$ , то па перапускной лініі вадкасць з расходам  $q_{\text{п}}$  накіроўваюць з напорнага трубаправода ва ўсмоктвальны.

Пры байпасным рэгуляванні агульная падача помпы (расход у пункце  $a$  (схема мал. 5.9)) павялічваецца да значэння  $Q_a$ , а падача ў сетку (ад пункта  $b$  схемы) памяншаецца да велічыні  $Q_b$ . Паколькі расход у сетцы паменшыцца, то зменіцца і яе характарыстыка – стане спадальнай (больш палогай). Гэта відавочна пры параўнанні крывых  $P-2$  і  $P-1$  на мал. 5.9. Трэба адзначыць, што напор, які развівае помпа ва ўмовах байпаснага рэгулявання, паменшыцца да велічыні  $H_2$ , а магутнасць – з велічыні  $N_1$  да  $N_2$ .

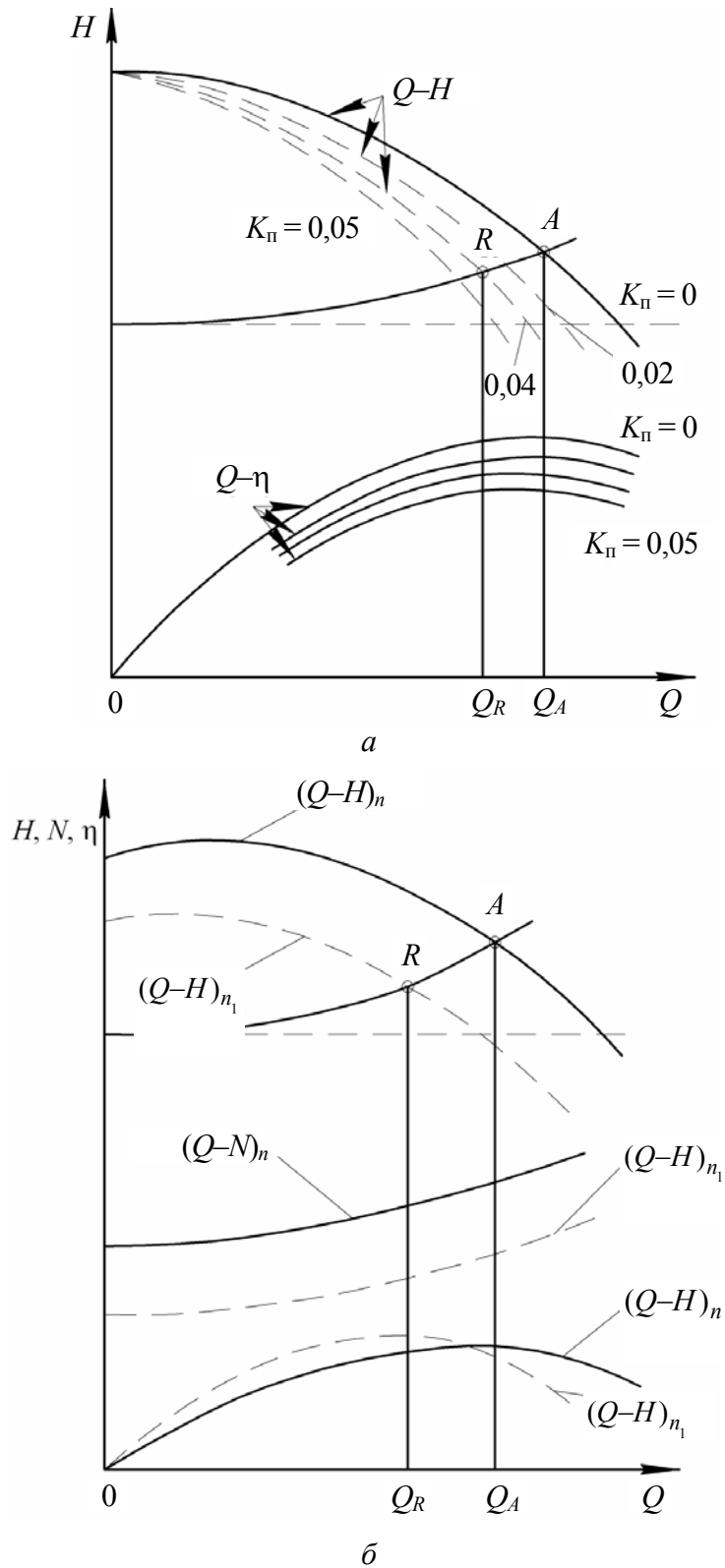
Паказаны спосаб рэгулявання з’яўляецца эканамічным для помпаў з каэфіцыентам хуткаходнасці  $n_s > 300$  і для віхравых помпаў,

у якіх пры павелічэнні падачы магутнасць памяншаецца (табл. 3.1). У цэнтрабежных помпах з меншымі каэфіцыентамі хуткаходнасці  $n_s$  рэгуляванне падачы перапускам прывядзе да павелічэння магутнасці помпы і можа выклікаць перагрузку электрарухавіка. Акрамя таго, пры гэтым спосабе рэгулявання ўскладняецца сістэма, павялічваюцца колькасць арматуры і габарытныя памеры ўстаноўкі.



Мал. 5.9. Характарыстыка помпы пры рэгуляванні падачы перапускам вадкасці (байпаснае рэгуляванне)

Часам звяртаюцца да спосабу рэгулявання падачы шляхам упуску паветра ва ўсмоктвальны патрубак помпы. Такі спосаб мэтазгодны, калі фактычная вышыня ўсмоктвання для дадзенай помпы значна меншая за дапушчальную, а ўпуск паветра не пагаршае работы сістэмы. Сутнасць гэтага спосабу ілюструе мал. 5.10, *a*.



Мал. 5.10. Характерыстыка помпы пры рэгуляванні падачы шляхам упуску паветра ва ўсмоктвальны трубаправод (а) і шляхам змены частаты вярчэння рабочага кола помпы (б)

Пры ўпуску паветра характарыстыка  $Q-H$  помпы перамяшчаецца ўніз, і таму можна падабраць рэжым работы помпы, адпаведны ўмовам падачы зададзенага расходу  $Q_R$  (крывая, якая праходзіць праз пункт  $R$  на мал. 5.10, а). Пры ўпуску паветра ККДз устаноўкі зніжаецца тым больш, чым больш паветра ўпускаецца ў помпу, г. зн. чым большае значэнне каэфіцыента  $K_n$  – суадносін аб'ёму паветра да аб'ёму вады. Гэты спосаб рэгулявання, як правіла, больш эканамічны, чым рэгуляванне напорнай засаўкай. Істотным недахопам рэгулявання шляхам упуску паветра з'яўляецца паніжэнне тэрміну службы рабочых колаў пад дзеяннем кавітацыйнага зносу.

*Рэгуляванне шляхам змены частаты вярчэння рабочага кола помпы*

Гэта найбольш эканамічны спосаб рэгулявання работы помпавай устаноўкі. Такое рэгуляванне здзяйсняецца з дапамогай гідрамуфтаў, электрамагнітных муфтаў, электрарухавікоў з колькасцю абаротаў, якую можна змяніць, і іншымі спосабамі.

Частату вярчэння рабочага кола выбіраюць такой, каб характарыстыка  $Q-H$  помпы прайшла праз рабочы пункт пры зададзеным расходзе  $Q_R$  (мал. 5.10, б). Пункты характарыстыкі  $Q-H$  знаходзяць шляхам пералічэння іх ардынат па зададзеных суадносінах  $Q_R / Q_A$ , пры гэтым карыстаюцца формуламі падабенства (3.38) і (3.40).

Змена частаты вярчэння рабочага кола дазваляе рэгуляваць падачу ў дастаткова шырокіх межах. Пры гэтым ККДз устаноўкі зменіцца незначна.

Механізмы для рэгулявання частаты вярчэння электрарухавікоў даволі дарагія. Таму спосаб рэгулявання часцей за ўсё выкарыстоўваюць шляхам ужывання двух- або чатыроххуткасных электрарухавікоў, г. зн. выконваюць ступеньчатае (дыскрэтнае) рэгуляванне частаты вярчэння рабочага кола. Рэгуляванне помпаў шляхам змены частаты вярчэння шырока ўжываюць, напрыклад, у пажарных аўтамашынах, у якіх помпы прыводзяцца ў дзеянне рухавікамі ўнутранага згарання. Вядома, што частата вярчэння рухавікоў унутранага згарання лёгка рэгулюецца.

## **5.5. Паралельная работа цэнтрабежных помпаў**

Даволі часта, напрыклад, на помпавых станцыях, помпы працуюць сумесна, г. зн. некалькі помпаў падаюць вадкасць у адну сістэму. Пры гэтым помпы могуць быць уключаны ў сістэму паслядоўна (паслядоўная работа) або паралельна (паралельная работа). Паралельнай



называюць сумесную адначасовую работу некалькіх помпаў, далучаных напорнымі патрубкамі да агульнай сістэмы.

Для вызначэння рэжыму сумеснай работы помпаў характарыстыку  $P-A$  сістэмы трэба пабудаваць гэтак жа, як і пры рабоце адной помпы (мал. 5.5). Рабочы пункт у гэтым выпадку будзе знаходзіцца на перасячэнні сумарнай характарыстыкі помпы з характарыстыкай сістэмы.

*Паралельная работа цэнтрабежных помпаў з аднолькавымі характарыстыкамі*

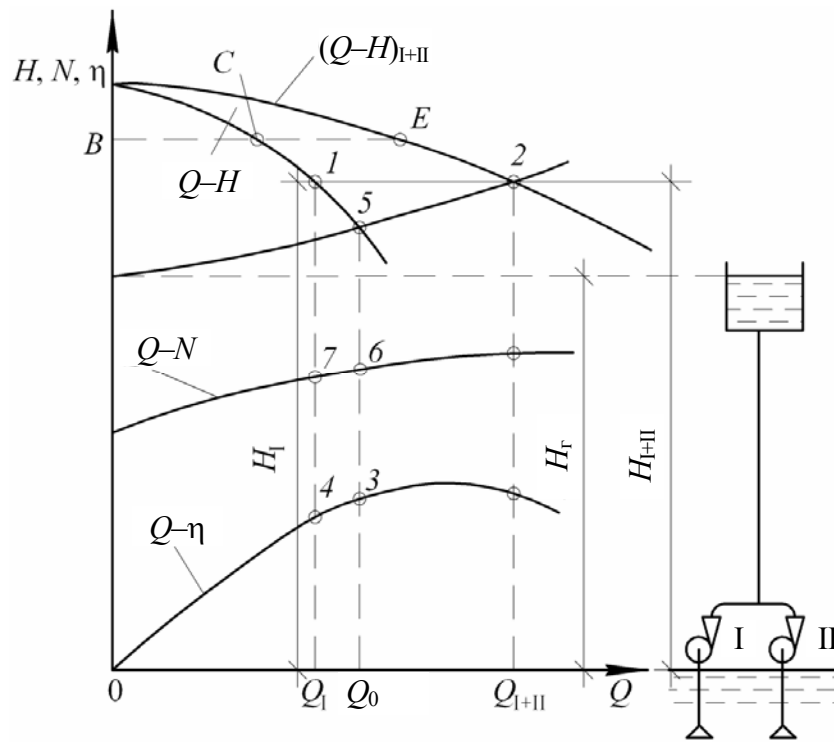
На мал. 5.11, *a* паказана характарыстыка  $Q-H$  дзвюх аднолькавых паралельна ўключаных у сістэму помпаў. Для таго каб пабудаваць сумарную характарыстыку гэтых помпаў, неабходна падвоіць абсцысы крывой  $Q-H$  адной помпы пры аднолькавых ардынатах (напорах). Напрыклад, для знаходжання пункта  $E$  сумарнай характарыстыкі  $Q-H$  неабходна падвоіць адрэзак  $BC$ . Такім чынам, адрэзак  $BE = 2BC$ . Гэтак жа знаходзяць і іншыя пункты сумарнай характарыстыкі.

Агульная падача пры паралельнай рабоце дзвюх помпаў характарызуецца абсцысай пункта 2 і роўна  $Q_{I+II}$ , напор адпавядае ардынаце пункта 2, роўнай  $H_{I+II} = H_I = H_{II}$ . Каб вызначыць, у якім рэжыме працуе кожная з помпаў, неабходна правесці з пункта 2 лінію, паралельную восі абсцыс. Абсцыса, адпаведная пункту перасячэння гэтай лініі з крывой  $Q-H$  помпы (пункт 1), вызначае расход, а ардыната – напор  $H_I$  кожнай з паралельна ўстаноўленых помпаў. Такім чынам, напор, які развіваецца кожнай помпай, роўны напору, што развіваецца дзвюма помпамі пры іх паралельнай рабоце, а падача кожнай помпы роўна палове сумарнай падачы дзвюх помпаў.

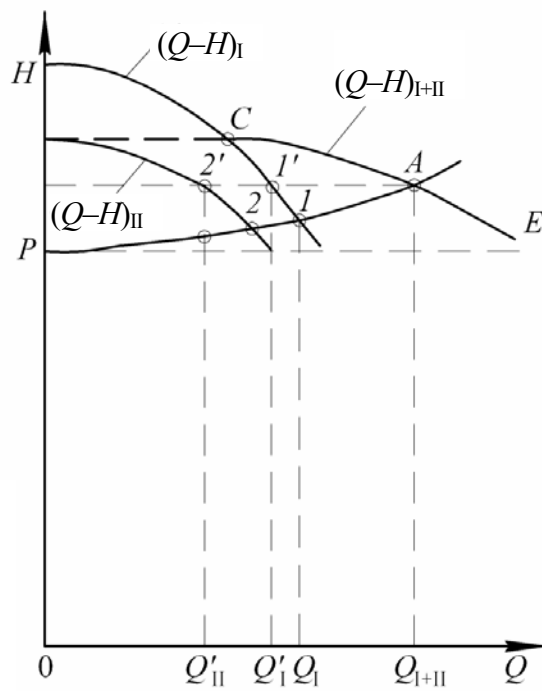
Калі б у дадзеную сістэму вадкасць падавала толькі адна помпа, то, як бачна з мал. 5.11, *a*, рэжым яе работы характарызаваўся б напорам і падачай у пункце 5, пры гэтым падача  $Q_0$  гідраўстаноўкі была б большай, чым падача  $Q_1$  адной з дзвюх паралельна ўключаных помпаў.

Такім чынам, сумарная падача помпаў, якія працуюць паралельна ў агульнай сістэме, меншая, чым сума падачы гэтых жа помпаў пры іх асобнай рабоце. Гэта адбываецца з-за таго, што пры павелічэнні агульнага расходу вадкасці, якая падаецца ў сістэму, узрастаюць страты напору, у выніку напор, неабходны для падачы дадзенага расходу, непазбежна павялічваецца, што выклікае памяншэнне падачы кожнай помпы.

Каэфіцыент карыснага дзеяння кожнай з паралельна ўстаноўленых помпаў характарызуецца ККДз у пункце 4 на перасячэнні крывой  $Q-\eta$  з перпендыкулярам, апушчаным з пункта 1. Як відаць з мал. 5.11, *a*, ККДз кожнай з помпаў таксама адрозніваецца ад ККДз помпы пры асобнай рабоце, які характарызуецца ККДз у пункце 3 на крывой  $Q-\eta$ .



a



б

Мал. 5.11. Характеристики параллельной работы двух центробежных помп у одной системе:  
 а – помпы з аднолькавымі характарыстыкамі;  
 б – помпы з рознымі характарыстыкамі

Магутнасць кожнай з паралельна ўстаноўленых помпаў характарызуецца магутнасцю ў пункце 7 на крывой  $Q-N$ , тады як магутнасць помпы, якая працуе асобна, будзе адпавядаць значэнню магутнасці ў пункце 6.

Паралельная работа аднолькавых помпаў у адной сістэме эфектыўна пры спадальных (палогіх) характарыстыках сістэмы і крутых характарыстыках помпаў. Пры крутой характарыстыцы сістэмы паралельная работа можа быць неэфектыўнай, бо пры далучэнні да адной помпы другой або трэцяй падача ўзрастае нязначна.

Аднолькавыя помпы для паралельнай работы падбіраюцца па каталогах такім чынам, каб аптымальны пункт характарыстыкі адпавядаў напору, вылічанаму для падачы ўсяго расходу ў сістэму, і падачы, роўнай агульнаму расходу, падзеленаму на колькасць уключаных аднолькавых помпаў.

*Паралельная работа цэнтрабежных помпаў з рознымі характарыстыкамі*

Помпы з рознымі характарыстыкамі могуць паралельна працаваць толькі пры пэўных умовах, у залежнасці ад суадносін характарыстык гэтых помпаў.

Прааналізаваць магчымасць і мэтазгоднасць паралельнай работы помпаў з рознымі характарыстыкамі можна праз сумяшчэнне характарыстык помпаў і сістэмы. На мал. 5.11, б паказаны характарыстыкі помпаў I і II. Як бачна з малюнка, помпа II развівае меншы напор, чым помпа I. Таму помпа II можа працаваць паралельна з помпай I, але толькі ў дыяпазоне значэнняў напораў, меншых за максімальны напор помпы II (пункт C на мал. 5.11, б). Характарыстыка сумеснай работы помпаў (сумарная характарыстыка) ад пункта C будзеце шляхам складання абсцыс характарыстык помпаў I і II пры аднолькавых ардынатах (напорах, якія развіваюцца помпамі).

Для вызначэння сумарнай падачы неабходна пабудаваць характарыстыку сістэмы (крывая PA на мал. 5.11, б). Затым з пункта A – пункта перасячэння характарыстыкі сістэмы з сумарнай характарыстыкай сумеснай работы помпаў I і II – неабходна правесці лінію, паралельную восі ардынаты, якая адсячэ на восі абсцыс адрэзак, адпаведны расходу  $Q_{I+II}$ , які падаецца ў сістэму абедзвюма помпамі. Падачу кожнай з помпаў, якія сумесна паралельна працуюць, можна знайсці, калі правесці з пункта A прамую, паралельную восі абсцыс. Перасячэнне гэтай прамой з характарыстыкамі помпаў I і II дае адпаведныя пунктам 1' і 2' велічыні падачы  $Q_I'$  і  $Q_{II}'$ .

Як і ў выпадку паралельнай работы дзвюх помпаў з аднолькавымі характарыстыкамі, сумарная падача дзвюх помпаў меншая за суму падач

кожнай з помпаў у асобнасці. З мал. 5.11, б бачна, што  $Q_1 + Q_{II} > Q_{I+II}$ . Магутнасць і ККДз помпаў, якія сумесна працуюць, вызначаюцца гэтак жа, як і пры сумеснай паралельнай рабоце дзвюх помпаў з аднолькавымі характарыстыкамі.

Прынцып пабудовы характарыстыкі паралельнай работы розных помпаў выкарыстоўваюць і для пабудовы характарыстыкі паралельнай работы некалькіх аднолькавых помпаў, калі падачу адной з іх рэгулююць зменай частаты вярчэння.

## 5.6. Паслядоўная работа цэнтрабежных помпаў

Цэнтрабежныя помпы ўключаюць у адну сістэму паслядоўна, г. зн. напорны патрубак адной помпы далучаюць да ўсмоктвальнага патрубка другой у тых выпадках, калі напор, які развіваецца адной помпай, недастатковы для падачы вадкасці на зададзеную вышыню.

Для пабудовы сумарнай характарыстыкі помпаў, якія працуюць паслядоўна, неабходна скласці ардынаты характарыстык  $Q-H$  гэтых помпаў пры адной і той жа падачы.

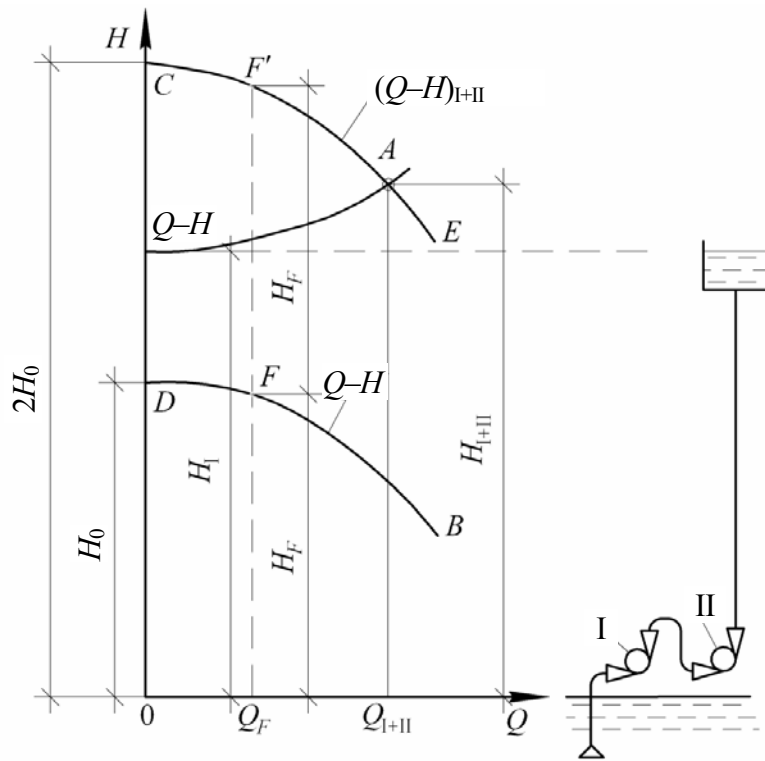
У выпадку паслядоўнай работы дзвюх помпаў з аднолькавымі характарыстыкамі ардынаты (пры дадзенай падачы) падвойваюцца.

На мал. 5.12, а паказана сумарная характарыстыка дзвюх аднолькавых помпаў пры іх паслядоўнай рабоце, калі кожная з іх у асобнасці не можа падняць вадку на зададзеную вышыню (бо  $H_T > H_0$ ).

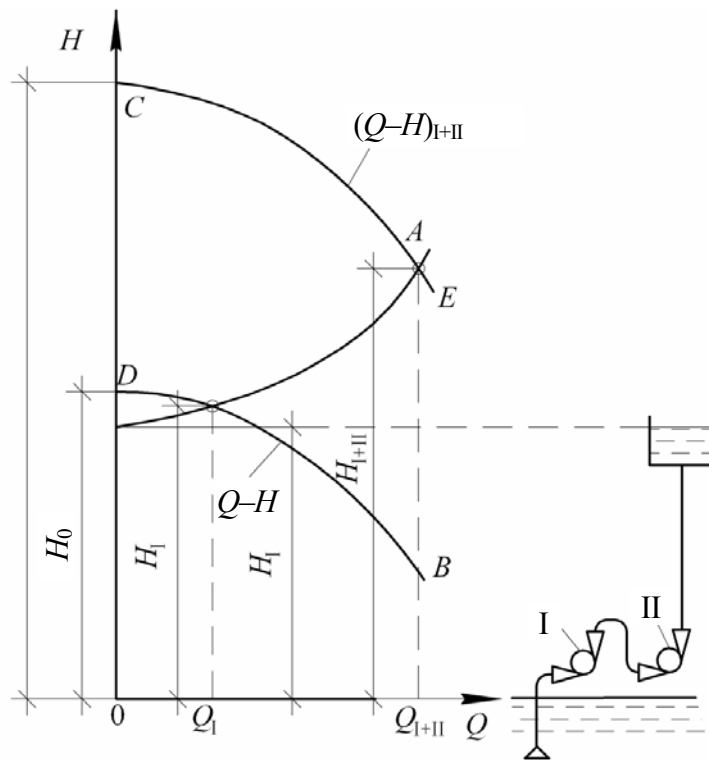
Характарыстыка сумеснай работы дзвюх помпаў (крывая  $CE$ ) атрымана шляхам падваення ардынат характарыстыкі кожнай помпы (крывой  $DB$ ), напрыклад ардынаты  $H_F$  у пункце  $F$  пры падачы  $Q_F$ . Рабочы пункт паслядоўна ўключаных помпаў (пункт  $A$  на мал. 5.12, а) знаходзіцца на перасячэнні крывой сумеснай работы помпаў  $CE$  з характарыстыкай сістэмы.

Помпы ўключаюць паслядоўна і ў тых выпадках, калі адна помпа ў стане падаць вадку ў сістэму, але не забяспечвае зададзенай падачы ( $H_T < H_0$ ). Пабудова сумарнай характарыстыкі дзвюх аднолькавых помпаў для такога выпадку паказана на мал. 5.12, б. Як відаць з малюнка, паслядоўнае ўключэнне помпаў дазваляе павялічыць не толькі напор, але і падачу вадкі.

У выпадку паслядоўнага ўключэння дзвюх помпаў з неаднолькавымі характарыстыкамі сумарная крывая іх сумеснай работы будзецца шляхам складання ардынат характарыстык кожнай з помпаў, якія працуюць паслядоўна пры аднолькавых падачах.



a



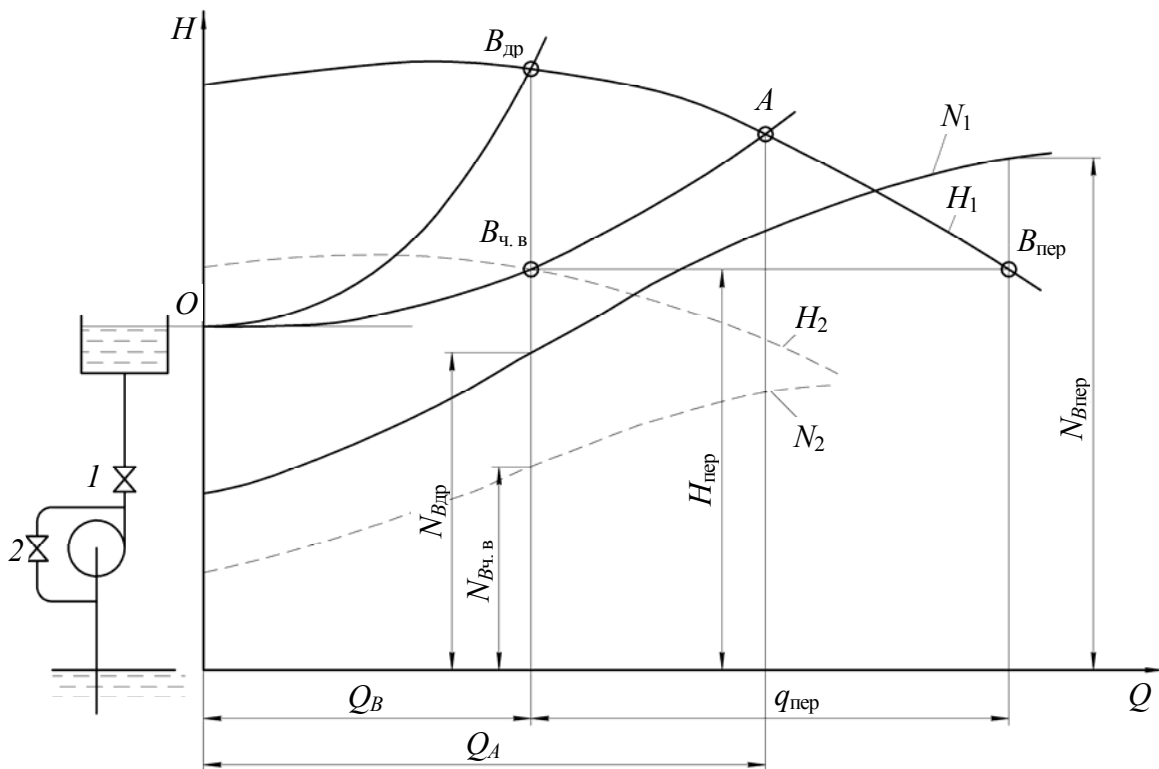
б

Мал. 5.12. Характерыстыка паслядоўнай работы  
дзвюх аднолькавых помпаў:  
a – пры  $H_T > H_0$ ; б – пры  $H_T < H_0$

## 5.7. Аналіз энергаэфектыўнасці спосабаў рэгулявання гідрасістэм

Правядзём параўнанне энергаэканамічнасці рэгулявання работы помпы рознымі спосабамі па магутнасці, якую яна будзе спажываць пры кожным са спосабаў рэгулявання.

На мал 5.13 кривая  $OA$  з'яўляецца характарыстыкай помпавай устаноўкі з поўнасцю адкрытым дроселем  $1$  на напорнай лініі і поўнасцю закрытым дроселем  $2$  на перапускну (байпаснай) лініі. Лініі  $H_1$  і  $N_1$  уяўляюць графічныя характарыстыкі напору і магутнасці помпы пры частаце вярчэння  $n_1$ . Рэжым работы помпы вызначаецца пунктам  $A$ , у якім падача помпы роўна  $Q_A$ . Паменшым падачу гідраўстаноўкі да значэння  $Q_B$  спосабамі, якія былі разгледжаны ў падраздзеле 5.4.



Мал. 5.13. Параўнанне энергаэканамічнасці розных спосабаў рэгулявання работы помпы

1. *Рэгуляванне драселіраваннем.* Прыкрываем дросель  $1$  на напорнай лініі ўстаноўкі. Рэжымны пункт помпавай устаноўкі перамяшчаецца ўздоўж характарыстыкі помпы з  $A$  у  $B_{др}$ . Па крывой магутнасці  $N_1$  знойдзем магутнасць, якую спажывае помпа пры рабоце ў гэтым рэжыме. Яна роўна  $N_{B_{др}}$ .

2. *Рэгуляванне перапускам (байпаснае)*. Перапуск здзяйсняецца адкрыццём засаўкі 2. Пры рэгуляванні перапускам характарыстыка напорнага трубаправода помпавай устаноўкі не змяняецца (таму што дросель 1 застаецца поўнаасцю адкрытым). Тады пры расходзе помпавай устаноўкі  $Q_B$  напор помпы, які роўны патрэбнаму напору сістэмы, вызначаецца ардынатай  $H_{\text{пер}}$  характарыстыкі  $OA$  помпавай устаноўкі. Пры напоры  $H_{\text{пер}}$  рэжым помпы адпавядае пункту  $B_{\text{пер}}$ , і тады толькі частка вадкасці  $Q_B$ , якую выпрацоўвае помпа, падаецца ў напорны трубаправод, а другая частка  $q_{\text{пер}}$  вяртаецца ва ўсмоктвальны трубаправод. Магутнасць помпы падчас работы ў рэжыме  $B_{\text{пер}}$  роўна  $N_{B_{\text{пер}}}$ .

3. *Рэгуляванне зменай частаты вярчэння*. Пры памяншэнні частаты вярчэння рэжымны пункт перамяшчаецца ўздоўж характарыстыкі помпавай устаноўкі з  $A$  у  $B_{\text{ч. в.}}$ . Лініі  $H_2$  і  $N_2$  уяўляюць графічныя характарыстыкі напору і магутнасці помпы ў выпадку памяншэння частаты вярчэння да  $n_2$ . Магутнасць помпы  $N_{B_{\text{ч. в.}}}$  будзе знаходзіцца на характарыстыцы магутнасці  $N_2$ , якая праходзіць ніжэй першапачатковай лініі магутнасці  $N_1$ , паколькі  $n_1 > n_2$ .

З мал. 5.13 відавочна, што самая вялікая магутнасць атрымоўваецца пры рэгуляванні перапускам, найменшая – пры рэгуляванні зменай частаты вярчэння, сярэдняе значэнне магутнасць мае пры рэгуляванні драселіраваннем:

$$N_{B_{\text{ч. в.}}} < N_{B_{\text{др}}} < N_{B_{\text{пер}}}$$

Адзначаныя суадносіны правамоцныя толькі для павольнаходных і нармальных цэнтрабежных помпаў (табл. 3.1), у якіх з павелічэннем падачы магутнасць узрастае. Калі з павелічэннем падачы магутнасць памяншаецца (напрыклад, у восевых помпах), то рэгуляванне перапускам (байпаснае) будзе больш эканамічным за дросельнае.

## ЛІТАРАТУРА

1. Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 362 с.
2. Шлипченко, З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы / З. С. Шлипченко. – Киев: Техника, 1976. – 368 с.
3. Поляков, В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
4. Кривченко, Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы / Г. И. Кривченко. – М.: Энергия, 1978. – 320 с.
5. Лямаев, Б. Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б. Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
6. Залуцкий, Э. В. Насосные станции. Курсовое проектирование / Э. В. Залуцкий, А. И. Петрухно. – Киев: Высш. шк. Головное изд-во, 1987. – 167 с.
7. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
8. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции: учеб. для вузов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М.: Стройиздат, 1986. – 320 с.
9. Соломахова, Т. С. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – М.: Машиностроение, 1980. – 176 с.
10. Малюшенко, В. В. Энергетические насосы: справ. пособие / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 200 с.
11. Шерстюк, А. Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учеб. пособие для втузов / А. Н. Шерстюк. – М.: Высш. шк., 1972. – 420 с.
12. Цыбин, Л. А. Гидравлика и насосы / Л. А. Цыбин, И. Ф. Шанаев. – М.: Высш. шк., 1976. – 381 с.
13. Калинушкин, П. М. Гидравлические машины и холодильные установки. – М.: Высш. шк., 1973. – 220 с.
14. Калинушкин, П. М. Насосы и вентиляторы. – М.: Высш. шк., 1987. – 175 с.
15. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск: Выш. шк., 1982. – 406 с.



## ЗМЕСТ

ПРАДМОВА .....	3
1. АСНОЎНЫЯ ГІДРАДЫНАМІЧНЫЯ ЗАЛЕЖНАСЦІ Ў ІНЖЫНЕРНЫМ РАЗЛІКУ ГІДРАМАШЫН .....	4
1.1. Закон Паскаля і прынцып дзеяння гідраўлічнага прэса.....	4
1.2. Ураўненне неразрыўнасці патоку.....	7
1.3. Ураўненне Бернулі і вызначэнне страт напору ў патоку рэальнай вадкасці .....	8
1.4. Кавітацыя .....	10
1.5. Ураўненне захавання імпульсу.....	12
1.6. Тэарэма Жукоўскага і асновы гідрадынамікі лопасцевых нагнятальнікаў.....	17
1.7. Ціск струменя вадкасці на паверхні агароджы .....	19
2. ПРЫЗНАЧЭННЕ І АСНОЎНЫЯ ХАРАКТАРЫСТЫКІ ГІДРАМАШЫН.....	24
2.1. Прызначэнне і класіфікацыя гідрамашын па энергетычнаму прынцыпу дзеяння .....	24
2.2. Характарыстыкі гідраўлічных машын .....	28
2.3. Баланс энергіі ў помпе .....	33
2.4. Вышыня ўсмоктвання і кавітацыйны запас помпы.....	35
2.4.1. Вызначэнне патрэбнага напору і напорнай характарыстыкі помпавай устаноўкі .....	40
3. ЛОПАСЦЕВЫЯ НАГНЯТАЛЬНІКІ .....	45
3.1. Прынцып дзеяння, тэарэтычны расход і кінематыка патоку ў цэнтрабежных нагнятальніках.....	45
3.2. Асноўнае ўраўненне цэнтрабежнага лопасцевага кола Эйлера .....	52
3.3. Вызначэнне напору нагнятальніка з улікам сапраўднага характару руху вадкасці ў рабочым коле.....	56
3.4. Законы падабенства і каэфіцыент хуткаходнасці цэнтрабежных нагнятальнікаў .....	61
3.4.1. Законы прапарцыянальнасці і падабенства лопасцевых нагнятальнікаў.....	61
3.4.2. Удзельная частата вярчэння лопасцевага нагнятальніка і каэфіцыент хуткаходнасці.....	65
3.5. Кавітацыйны каэфіцыент хуткаходнасці.....	69
4. АСНОВЫ РАЗЛІКУ ЛОПАСЦЕВЫХ НАГНЯТАЛЬНІКАЎ .....	72
4.1. Разлік цэнтрабежнага нагнятальніка.....	72
4.2. Асаблівасці разліку цэнтрабежнага вентылятара .....	79

4.3. Прынцыпы разліку восевых нагнятальнікаў .....	85
4.4. Вызначэнне памераў корпуса лопасцевых нагнятальнікаў ....	86
<b>5. РАБОТА ЦЭНТРАБЕЖНЫХ НАГНЯТАЛЬНІКАЎ</b>	
<b>У ГІДРАЎСТАНОЎКАХ.....</b>	<b>88</b>
5.1. Характарыстыка цэнтрабежнага нагнятальніка.....	88
5.2. Характарыстыка сістэмы і рабочы рэжым помпы.....	95
5.3. Устойлівасць работы помпы ў сістэме .....	98
5.4. Спосабы рэгулявання падачы цэнтрабежных помпаў .....	99
5.5. Паралельная работа цэнтрабежных помпаў.....	104
5.6. Паслядоўная работа цэнтрабежных помпаў.....	108
5.7. Аналіз энергаэфектыўнасці спосабаў рэгулявання гідрасістэм	110
<b>ЛІТАРАТУРА .....</b>	<b>112</b>

Вучэбнае выданне

**Пятровіч** Алег Васільевіч  
**Кунтыш** Уладзімір Барысавіч

## **ГІДРАЎЛІЧНЫЯ МАШЫНЫ І ГІДРАЎСТАНОЎКІ**

Вучэбна-метадычны дапаможнік

Рэдактар *В. А. Бычкоўская*  
Камп'ютэрная вёрстка *Д. С. Сяміжон*

Падпісана да друку 19.04.2010. Фармат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Папера афсетная. Гарнітура Таймс. Друк афсетны.  
Ум. друк. арк. 6,7. Ул.-выд. арк. 7,0.  
Тыраж 200 экз. Заказ .

Аддрукавана ў Цэнтры выдавецка-паліграфічных  
і інфармацыйных тэхналогій установы адукацыі  
«Беларускі дзяржаўны тэхналагічны ўніверсітэт».  
220006. Мінск, Свярдлова, 13а.  
ЛІ № 02330/0549423 ад 08.04.2009.  
ЛП № 02330/0150477 ад 16.01.2009.