

където h и h_0 са съответните на c и c_0 манометрични височини.
Следователно уравнение 40.1 получава вида

$$(40.4) \quad \Delta h = \frac{a}{g} (c_0 - c).$$

От горното уравнение се вижда, че Δh не зависи от характера на изменение на скоростта на протичането, а само от нейните крайни стойности. Ясно е, че нарастването на налягането получава своята максимална стойност $\Delta h_{\max}$ при пълно затваряне, т. е. когато $c=0$, именно

$$(40.5) \quad \Delta h_{\max} = \frac{a c_0}{g}.$$

Времето t , за което вълната преминва по тръбопровода от сечение 0 до резервоара, се дава от

$$(40.6) \quad t = \frac{l}{a}.$$

След изминаване на дължината l вълната се отразява от резервоара и изминава наново дължината l , като достига отвора 0 (фиг. 40.1) за изтекло време:

$$(40.7) \quad T = 2l = \frac{2l}{a}.$$

Тук вълната намира отвора частично или цялостно затворен, след което наново се връща по тръбата и бива повторно отразена от резервоара и т. н. По този начин цялото явление, което се наблюдава от момента на започване на затварянето, може да се раздели на фази, продължителността на всяка една от които се определя от времето l . Първата фаза трае от $t=0$ до $t=T$, втората — от $t=T$ до $t=2T$ и т. н.

Означава се с T_s времето, необходимо за пълно затваряне на отвора. Ясно е, че могат да бъдат разграничени два случая.

б. *Прав воден удар*, който се характеризира с мигновено затваряне, именно

$$T_s < \frac{2l}{a} \quad \text{или} \quad l > \frac{a \cdot T_s}{2}.$$

Следователно, ако дължината на тръбата е доста голяма или ако времетраенето T_s за затварянето на регулировъчните органи е много малко, максималното налягане се определя по уравнение 40.5.

а. *Неправ воден удар*, който се характеризира с неравенството.

$$T_s > \frac{2l}{a} \quad \text{или} \quad l < \frac{a \cdot T_s}{2}.$$

Пълното затваряне на отвора става, след като вълната е достигнала до отвора за първи, за втори или за n -ти път. Тъй като отразената вълна на намалява налягането в тръбопровода, най-голямо налягане в тръбата при нейния отвор ще бъде по-малко, отколкото определеното по уравнение 40.5. Този случай представлява за нас по-голям интерес поради малката дължина на тръбопроводите. Неговото изучаване е по-сложно вследствие на налягането на ударите, предизвикани след първата фаза и т. н. Без подробности се разглеждат резултатите от най-простия случай, именно когато затварянето или отварянето на отвора става по линейен закон, т. е. изменението на отвора е пропорционално на времето.

Тук се разграничават още относителното повишаване на налягането ξ , определено от

$$(40.8) \quad \xi = \frac{\Delta h}{h_0}$$

където Δh представлява абсолютното повишение на налягането, а h_0 дава статичното налягане при отвора.

Ако се построи диаграмата на налягането пред отвора в зависимост от времето t , ще се констатира два случая.

В първия случай кривата представлява нагнетената линия, чийто ординати се приближават асимптотично до една гранична стойност $\xi_{\text{пр}}$, като след първата фаза налягането ξ , ще бъде по-малко от граничната стойност. За изчислението е необходимо да се работи с $\xi_{\text{max}} = \xi_{\text{пр}}$.

Във втория случай втората фаза дава намаляване на ξ , докато третата фаза дава наново повишение, и т. н., като налягането затихва след няколко колебания към граничната стойност $\xi_{\text{пр}}$. Най-голямо повишение на налягането ще бъде след първата фаза:

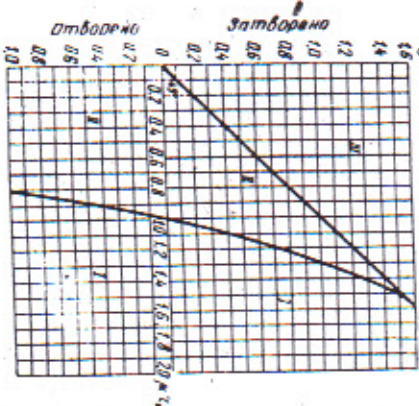
$$\xi_{\text{max}} = \xi_1 > \xi_{\text{пр}}.$$

При неправилен воден удар трябва да се определи кой от двата случая е налице. За целта служи графиката на фиг. 40.3, където е дадена връзката между първоначалното отваряне на t_0 при $t=0$ и два безразмерни коефициента μ и σ , които характеризират дадения тръбопровод, определен от

$$(40.9) \quad \mu = \frac{a \cdot c_0}{2g \cdot h_0},$$

$$(40.10) \quad \sigma = \frac{l \cdot c_0}{g \cdot h_0 \cdot T_s}.$$

Тук с t се означава отношението на моментното светло сечение на тръбата спрямо нейното пълно светло сечение. Това отношение в началния момент на водния удар се бележи с t_0 .



Фиг. 40.3

Използването на диаграмата става, като за конкретен случай се изчисляват коефициентите μ , σ и се търси в коя от зоните попада точката с координати μ , σ и σ . Ако точката попада в I зона, $\xi_1 < \xi_{\text{ср}}$; следователно най-голямото повишение на налягането може да се приеме равно на граничното, т. е. $\xi_{\text{max}} = \xi_{\text{ср}}$. Ако точката попада във II зона, $\xi_1 > \xi_{\text{ср}}$; следва, че налягането след първата фаза ще бъде максимално, т. е. $\xi_{\text{max}} = \xi_1$. Най-сетне, ако точката е в III зона, в тръбопровода ще има прав воден удар; следователно най-голямото повишение на налягането ще се определи по уравнение 40.5.

В случаите, когато в първия момент ($t=0$) тръбата е напълно отворена ($\tau_0=1$), стойностите на $\xi_{\text{ср}}$ и ξ_1 се дават от

$$(40.11) \quad \xi_{\text{ср}} = \frac{\sigma}{2} (\sqrt{\sigma^2 + 4} + \sigma);$$

$$(40.12) \quad \xi_1 = 2\mu [1 + \mu \cdot \tau_1^2 - \tau_1 \sqrt{1 + 2\mu - \tau_1^2 \mu^2}];$$

където относителното отваряне τ_1 за края на първата фаза се дава от

$$(40.13) \quad \tau_1 = 1 - \frac{2t}{a \cdot T_s}.$$

В случай на малки повишения на налягането могат да се използват следните приближителни изрази:

$$(40.14) \quad \xi_{\text{ср}} = \frac{2\sigma}{2 - \sigma},$$

$$(40.15) \quad \xi_1 = \frac{2\sigma}{1 + \mu - \sigma}.$$

2. *Водни удари при отваряне.* Като вече се спомена, водните удари се получават и при бързото отваряне на напорните тръби. Тук също се разграничават два случая. Ако $T > T_s$ където T_s представя времето за пълното отваряне на тръбата (от $t=0$ до $t=1$), в тръбопровода се поражда прав удар. Ако $T < T_s$, има неправилен удар. При правилен удар най-голямото налягане се определя по уравнение 40.5. При неправилен удар, породен в случаите, когато първоначалният отвор на тръбата е нула, т. е. $\tau_0=0$, за определяне на най-голямото относително намаляване η на налягането служи изразът

$$(40.16) \quad \eta = 2\mu \cdot \tau_1 \left[\sqrt{1 + \mu^2 \tau_1^2} - \mu \tau_1 \right],$$

където μ се определя по уравнение 40.9, докато относителното отваряне τ_1 в края на първата фаза се дава от

$$(40.17) \quad \tau_1 = \frac{2t}{a \cdot T_s}.$$

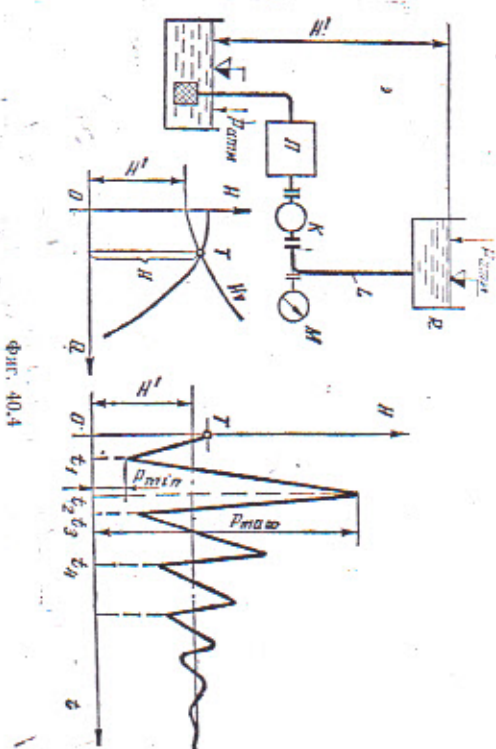
Тук величината η е аналогична на величината при воден удар, предизвикан от затварянето на тръбопровода.

Когато намаляването на налягането е незначително, може да се използва изразът

$$(40.18) \quad \eta = \frac{2\sigma}{1 + \sigma}.$$

където σ се определя от уравнение 40.10.

д. *Водни удари при помените стигии.* При помените станции водният удар се създава, когато помпата се спре внезапно поради прекъсване на тока или спиране на двигателя, преди да е затворен регулировъчният шибър, а при това съществува възвратна клапа K в инсталацията, показана на фиг. 40.4. Тук геодезичната височина е показана с H' , а T представява точката на действие при нормален режим. Кривата H в зависимост от времето t представлява изменение на налягането в началото на налягането от точката на действие $t=0$; това налягане е равно на налягането от точката В началния момент $t=0$; това налягане е равно на налягането от точката на действие T , но поради преустановяване движението на работното колело и вследствие инерцията на течността в напорни тръбопровод до момента t_1 . Потокът в тръбопровода получава обратна посока вследствие собственото тегло на течността и действието на атмосферното налягане и затова възвратната клапа K в момента t_1 , когато именно се образува водният удар. Това налягането нараства до $p_{\text{max}} = p_s H_2$ в



Фиг. 40.4

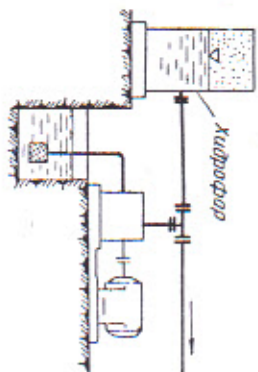
момента t_2 ; то е по-голямо от $p_s H' = p_s$ и течността получава импулс за движение към резервоара R . Това предизвиква отново намаляване на налягането при манометра M до момента t_3 , когато се образува втората фаза на удара от t_3 до t_4 , но със сравнително по-малка интензивност

и т. н., докато колебанията в налягането затихнат до стойност $\rho g H'$, определена от геодезичната височина.

Методите за определяне стойността на водния удар при помпните станции са същите.

Средствата за предотвратяване на водните удари са:

1. Възможните най-малки скорости в напорните тръбопровода.
2. Водните кули при ВЕЛ.
3. Бавно затварящ се възвратен клапан, чието действие да се поддържа чрез съответно настроен самодвикуващ катаракт.
4. Паралелно с помпата да се включи в инсталцията хидрофор (фиг. 40.5), като в момента на спиране на помпата хидрофорът произведе разширението на въздуха в хидрофора налягането, с което се тласка течността, намалява, а с това намалява и съответно притока в тръбопровода дебит, което пък води до прогресивно намаляване на скоростта, т. е. воден удар със значително намалена интензивност, когато дебитът на помпата е много малък, водните удари биват съвсем незначителни. При дебити на помпата, по-големи от $50 \text{ dm}^3/\text{s}$, хидрофорът добива извънредно големи размери и не е целесообразен [12].



фиг. 40.5

Общият обем на хидрофора представлява сбор от водния обем W и въздушния обем V при нормално налягане, дадено от помпата преди нейното спиране и изразено в метри воден стълб H . Отделните обеми се дават от изразите:

$$(40.19) \quad V = \frac{10 + H'_{\max}}{H - H'_{\max}} \cdot W;$$

$$(40.20) \quad W = \frac{QL \left(\frac{2}{3H} + 1 \right)}{2g \frac{H'}{c_0} + a}.$$

където

$H'_{\max}$ — е най-високото статично водно ниво, m;

W — водният и въздушен обем, m^3 ;

Q — дебитът на помпата, m^3/s ;

L — разстоянието дължина на тръбопровода, m;

ΔH — процентното относително нарастване на налягането вследствие на водния удар, което обикновено се възприема в случай, и изразено в метри воден стълб спрямо статичното налягане;

H' — статичното налягане в най-ниската част от напорния тръбопровод, измерено в метри стълб течност;

g — земното ускорение, 9.81 m/s^2 ;
 c_0 — нормалната скорост на течността в тръбопровода преди създаване на водния удар, m/s ;

a — скоростта на възгата, m/s .

Изложението остава в сила за случаите, когато характеристиката ρ на тръбопровода удовлетворява условието

$$(40.21) \quad \rho \equiv \frac{a c_0}{2gH} \leq 1.$$

От споменатите четири начина за отстраняване на водните удари при помпните станции на големи дебити единствено възможен се явява бавно затварящ се възвратен клапан. Той дава възможност на течността от напорния тръбопровод да се задвижи в обратна посока, но със значително ограничен дебит поради затварянето на клапана. В зависимост от настройката на катаракта, именно дълго или кратко време на затваряне, роторът на машината съответно ще завърта или не в обратна посока, като във всеки един случай воден удар се получава съответно с незначителна или по-съществена стойност и трябва да се вземат конструктивни мерки против евентуално развиване на части от ротора. Помпната станция „Гомогарци“ е снабдена с възвратни клапани от този вид.

ВЕНТИЛАТОРИ И ТУРБОКОМПРЕСОРИ

41. ХАРАКТЕРИСТИКИ, МОЩНОСТ, ШУМ ПРИ ВЕНТИЛАТОРИТЕ И РЕГУЛИРАНЕ

а. Общи величини. Теорията на вентилаторите не се отличава от тази на турбопомпите. Съществуват обаче различия по отношение на характеристиката на инсталацията, която тук се дава единствено от линията на загубите без геодезична височина.

В зависимост от развитото налягане вентилаторите се разделят на три групи:

- а) с ниско налягане до 1000 Pa;
- б) със средно налягане до 3000 " ;
- в) с високо налягане до 10 000 " .

Общо правилно е конструкцията на центробежните вентилатори да бъде с единствено работно колело, което в повече от случаите е монтирано конзолно върху вала.

За главен показател в конструкцията на вентилатора служи коефициентът на бързоходност или числото за специфичните обороти n_s , определени от уравнение 15.28.

Според специфичните си обороти вентилаторите се разделят на четири групи:

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1) бавноходни вентилатори | $n_s = 100 \div 200$ |
| 2) средноходни | $n_s = 200 \div 600$ |
| 3) бързоходни | $n_s = 600 \div 1200$ |
| 4) експресни | $n_s = 120 \div 4000$ |
- $$\left. \begin{array}{l} 1) \\ 2) \\ 3) \\ 4) \end{array} \right\} = 13 \cdot \frac{n \sqrt{Q}}{n_s}.$$

Разграничават се две главни категории вентилатори — центробежни и осови (аксиални) или пропелерни. Тъй като в най-обикновените случаи те засмукват при атмосферно налягане, следва, че съответната им степен на компресия е $\approx 1,002$ до 1,1 и може да се пренебрегне. Ето защо изчисленията на вентилаторите са напълно идентични с изчисленията на центробежните помпи. Единственото различие се състои в плътността, която за въздух при нормални условия е $1,293 \text{ kg/m}^3$, а за водата при 4°C е 1000 kg/m^3 .

По отношение на *общия пад*, наречен още *манометрична височина* или *общо налягане*, тук има един и същи израз, както при турбокомпресорите, като се държи сметка и за динамичния пад при налягане

$$H_d = \frac{c_s^2}{2g},$$

докато статичният пад или статичното налягане H_s се дава от израз

$$H_s = \frac{P_s - P_e}{\gamma}$$

или

$$H = H_s + H_d.$$

(41.1)

При отчитане на H с похищта на манометър и вакууметър, геодезичната височина Δz между двата уреда може да бъде пренебрегната.

Мощността върху вала на вентилатора при дебит $Q \text{ m}^3/\text{s}$, манометричната височина H_0 в m съгласно от съответното газообразно тяло, плътност ρ_0 и к. п. д. η се дава според уравнение 7.22.

$$P = \frac{\rho_0 g Q H_0}{1000 \eta} \quad (41.2)$$

Манометричната височина H_0 в метри съгласно от газообразното тяло с плътност ρ_0 може да се изрази чрез налягане от воден стълб H , измерен в метри, и с плътност $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, а именно

$$(41.3) \quad \rho_0 H_0 = \rho H = 1000 \cdot H [\text{m H}_2\text{O}] = H [\text{mm H}_2\text{O}].$$

След заместване в горния израз за мощността и съответни съкращения се намира мощността върху вала на вентилатора

$$(41.4) \quad P = \frac{9,81 Q H}{1000 \eta} [\text{kW}],$$

където дебитът Q е в m^3/s , а манометричната височина H е в $\text{mm H}_2\text{O}$. Измерването на дебита $Q \text{ m}^3/\text{s}$ става посредством средната скорост на флуида и съответното сечение.

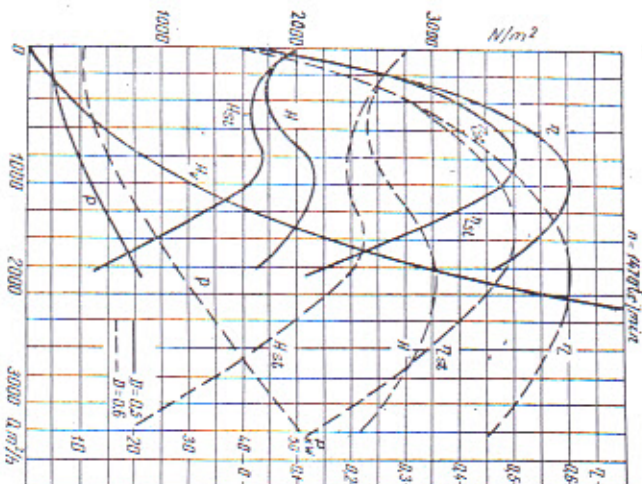
Стойностите на η биват 60 до 75%, докато тези на $\eta_{\text{ср}}$ определени от $H_{\text{ср}}$ не надвишават 40 до 55%.

Разграничават се два вида характеристики на вентилаторите — размерни и безразмерни.

б) Размерните характеристики представляват съвкупност от критерии, които дават зависимостите между манометричния пад H , мощността P и к. п. д. η във функция от дебита Q на вентилатора, когато последният работи при постоянни обороти n в минути. В общата теория се вижда как може аналитично да се установи тази зависимост. Практически вентилаторът се настройва да работи при различни дебита и постоянен брой обороти и се правят съответни измервания на пада, дебита и ефективната мощност в kW.

Обикновено отчитанията на измервателните уреди не могат да станат при напълно постоянен брой обороти, затова начертаването на кривите става посредством законите за подобие.

На фиг. 41.1 се дават характеристиките на центробежните вентилатор „Рисина“—Вр-5“, построени за два различни диаметра на работното колело при брой на оборотите 1470 в минута. Характеристиките H_d и η_d съответствуват на статични пад. Точката на действието на вентилатора представлява пресечната точка на кривата на загубите H_v и характеристиката H_d .



Фиг. 41.1

пропорционална на шестата степен от скоростта, както и на квадрата от линейния размер на лопатката, както и на квадрата от честотата и съпротивлението. На второ място са формата на лопатките и кожата, броят на лопатките, режимът на работата, както и акустичните свойства на вентилаторното помещение. Шумът се поражда от движението се с работното колело вихри, които създават въздушни вълни, както и от трептенето на някои части. Шум се поражда също и в кожата на вентилатора поради образуваните се вихри при входа и изхода, както и от протичането на флуида през направляващия апарат и дифузора. Образуването на вихри около лопатките на направляващия апарат, работното колело и дифузора е много съществено при режим на действие, различен от нормалния, затова точката на действие на вентилатора трябва да се установява в близост до максималния к. п. д. Забелязва се, че когато лопатките са извити напред, вентилаторът шуми много повече, отколкото при лопатки, извити назад (по посока, обратна на въртенето).

Става ясно, че вентилаторът с нестабилна ламаринена завършена конструкция издава много повече шум, отколкото с дъта стабилна конструкция.

Размерните характеристики се изчисляват за различна от безразмерните, които са общи за всички машини от дадена фамилия.

а. Безразмерните характеристики са разглеждани на фиг. 15.5.

Шумът на вентилаторите бива два вида:

а) аеродинамичен, който произлиза вследствие въздействието на отделилите елементи от вентилатора върху движещия се поток.

б) механичен, който произлиза вследствие трептенето на двигателя и вентилатора в движение, както и от лагерите и ремъчната предавка, ако такава съществува.

Главният фактор за аеродинамичния шум е големата периферна скорост, тъй като интензивността на шума е

Същото може да се очаква и при конзолено монтирано работно колело, което, ако не динамически, поне статически трябва да бъде много добре уравновесено.

Съществен шум причиняват самените латери. За намаляване на шума се препоръчва периферната скорост на повърхния диск в точката на допирането му със самените да бъде винаги по-малка от 20 m/s.

Би могло да се очаква относително безшумно действие на центробежните и протекерните вентилатори, когато: 1) лопатките са извити назад; 2) скоростите в тръбопроводите са ниски; 3) роторът е балансиран статически и динамически; 4) тръбопроводите не дежат върху машината; при големите вентилатори се правят еластични (каучукови или пластмасови) връзки; 5) кожата предпазва твърда стабилна конструкция; 6) лагерите са плъзгащи, а не търкалящи; 7) оборотите са възможно най-ниски; 8) скоростите на флуида в машината са допустимо най-ниски; 9) между вентилатора и фундамента се поставят изолационни подложки, като корк, каучук и др.; 10) под електродвигателя, който вал носи конзолно работно колело, се поставя корк, каучук и пр.

Тук е мястото да се отбележи, че периферната скорост при вентилаторите трябва да остава в допустимите граници. Според съветските норми за шахтови осови вентилатори не трябва да се надвишава 80 до 100 m/s, докато за центробежните вентилатори границата е 50 m/s, като скоростта на флуида в каналите не трябва да бъде повече от 5 m/s.

Вентилаторите могат да работят както на засмукване, така и на нагнетяване или едновременно на засмукване и нагнетяване. Например вентилаторът за изгорелите газове при парния котел работи на засмукване, а вентилаторът за вторичен въздух — на нагнетяване. Вентилаторите с нагнетяване имат по-добро действие и трябва всякога, когато е възможно, да се прибегва към този начин на действие.

2. Регулиране на производителността. Статичното налягане H_d в уравнение 41.1 се обуславя от загубите в смукателния и нагнетателния тръбопровод. Има случаи, когато в инсталцията на вентилатора няма нагнетателен тръбопровод. Тогава по споменатото уравнение манометричната височина се диктува само от загубите в смукателния тръбопровод и се казва, че вентилаторът има смукателно действие, както показва фиг. 41.2.

Вентилаторът засмуква флуид при абсолютно налягане p_a . Вследствие на загубите H_v в смукателната тръба абсолютното налягане при входа на флуидна стъпка е по-ниско от p_a . При изходния флуид вентилаторът преодолява само загубите от оставаща скорост H_v ; следователно манометричният пад H на вентилатора се дава от

$$(41.5) \quad H = H_v + H_d = H_v + H_d - H_v$$

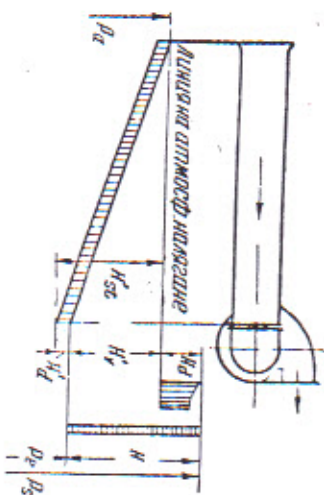
За намаляване на загубите от оставаща скорост при изхода на вентилатора служи дифузорът, който превръща динамичното налягане в статично, с което се увеличава к. п. д.

Вентилаторът засмуква флуид при налягане $p_a = p$, преодолява известното съпротивление в нагнетателната тръба (изразено с H_d на фиг. 41.3)

и го изгласва при същото налягане P_a с известна скорост, която дава динамичното налягане H_d . Последното представлява загубите от оставаща скорост при уредбата.

Следователно вентилаторът трябва да отдаде на флуида енергията

$$H = H_u + H_d,$$



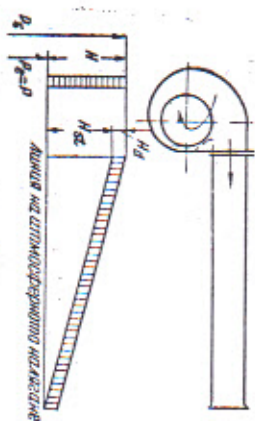
Фиг. 41.2

т. е. абсолютното налягане P_s при изходящия фланец на вентилатора се определя от

$$(41.6) \quad P_s = P_a + \rho g (H_u + H_d).$$

Има вентилатори с едновременно засмукване и налягане, което представлява състояние от горните два случая.

Съществуват следните начини за регулиране произволността на вентилаторите: посредством шибър, промяна на оборотите, посредством подвижните доплатки на направляващия апарат (ако такъв съществува) и посредством доплатките на работното колело.



Фиг. 41.3

1. *Шибърното регулиране* се постига посредством създаване на допълнителни загуби в проводите чрез просеждане на флуида. По този начин се видоизменя съответната характеристика на загубите, а с това и нейната пресечна точка с характеристиката, която дава статичния пад на вентилатора във функция от дебита Q при постоянни обороти, т. е. $H_u = f(Q)$, в резултат на което намалява дебитът при увеличаване на загубите и съответно увеличаване на дебита при намаляване на загубите.

Поради простото устройство този начин се прилага много често, като шибърът бива монтиран в нагнетателната или смукателната тръба

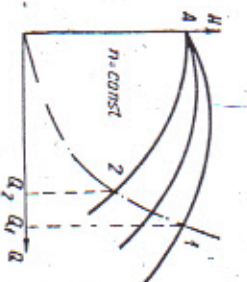
За препоръчване е шибърът да бъде в смукателната тръба като по-икономично поради разреждането на флуида и съответно намаляване на консумираната мощност.

2. *Регулирането посредством оборотите* е най-икономичното, обаче налага електродвигател да бъде с променливи обороти, т. е. което-то-рен двигателят на променлив ток, тъй като правотокомните машини се изхвърлят от промишлеността. Съвършено действие в това отношение оказва хидравличният съединител, посредством който се постига промяна на оборотите в най-широки граници. Промената на оборотите може да стане и посредством кинематични ремъци.

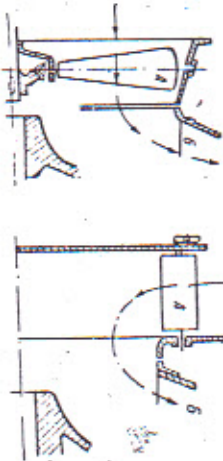
3. *Регулирането посредством доплатките на направляващия апарат* намира все по-голямо приложение в промишлеността поради икономичното му действие. Чрез завъртане на доплатките промените въгъла на атаката, което съответно се намалява отдадената върху флуида енергия. Характеристиката $H = f(Q)$ запазва постоянна ордината — точка А (фиг. 41.4), при дебит, равен на нула, но става все по-стръмна и по-стръмна, при все че оборотите са $n = \text{const}$; следователно точката на действие I се измества надясно и се установява в 2 при дебит Q_2 . Обмислене на това се дава от главно уравнение 13.13 и скоростните триъгълници (фигура 4.6, като се създава съгласието c_u).

На фиг. 41.5 са дадени двата възможни начина за монтиране на направляващите апарати с подвижни доплатки при осово и радиално протичане на флуида. Основният направляващ апарат намира приложение предимно при протегерните вентилатори, при все че се среща и при центробежните. Употребата на радиалния направляващ апарат налага допълнително на флуида до него да става посредством спираловидно тяло за по-правилното му разпределение.

4. *Регулирането посредством доплатките на работното колело* намира приложение само при протегерните вентилатори с подвижни доплатки от типа на водните турбини Каплан.

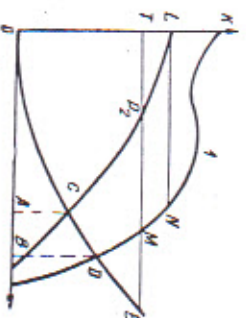


Фиг. 41.4



Фиг. 41.5

Паралелната и последователната работа при вентилаторите е напълно идентична с паралелната работа при помпите. Нека кривите 1 и 2 (фиг. 41.6) да представляват индивидуалните характеристики на два различни вентилатора 1 и 2, а кривата OE да изобразява харак-



Фиг. 41.6

теристиката на турбопровода. Когато вентилаторите работят самостоятелно, те имат точки на действие: точка *C* за вентилатор 2 с дебит, определен от абсцисата *OD*, и точка *D* за вентилатор 1 с дебит *OB*. Ясно е от графика, че когато дебитът на вентилатор 1 расте от нула до стойност *LN*, вентилаторът 2 дори в движение с отворен шибър няма да бъде в състояние да дава дебит в инсталцията, тъй като налягането на преминаващия през него флуид е по-малко от тона на вентилатор 1. Освен това, ако се наложи вентилаторът 1 да има точката си на действие някъде между *KV* по линия *I*, известна част от флуида ще се връща през вентилатор 2, въпреки че той е в движение. В този случай се казва, че вентилаторът 1 издухва вентилатор 2.

Следователно, за да има паралелна работа, необходимо е точката на действие да отговаря на налягане, което е по-ниско от максималното налягане на вентилатора с по-ниска характеристика — в случая за вентилатор 2 с характеристика 2. За да се определи общата точка на действие при паралелна работа на вентилаторите, достатъчно е да се установи стойността *OT* на налягането, при което сборът от дебитите на двата вентилатора да бъде равен на дебита, който може да поеме инсталцията при съответно налягане. Това ще рече, върху една и съща хоризонтала да се намери отсечката *TP*, която да бъде равна на *ME*. Решението се извършва графически чрез метода на последователните приближения или чрез построяване на резултатна характеристика, както при помпите (фиг. 38.2).

Общият дебит *TE*, равен на сбора от двата дебита *TM* и *TP*, при паралелна работа на вентилаторите, е много по-малък от сбора на дебитите им при самостоятелна работа. Това различие бива толкова по-съществено, колкото разликата в характеристиките 1 и 2 е по-голяма и от друга страна, колкото загубите в инсталцията са по-големи.

Ако машините са напълно идентични, т. е. индивидуалните им характеристики се изобразяват с една и съща крива, тогава, за да се намери точната точка на действие, си действа по два начина:

Строен се резултатна обща характеристика, чийто абсциси при съответни налягания са два пъти по-големи от единичната индивидуална характеристика и пресечната точка на тази резултатна характеристика с характеристиката на турбопровода дава общия дебит, даден по равно от двете машини или се чертае нова крива на загубите в турбопровода за даден дебит, което ще рече, че през половината напречно сечение на турбата ще мине дебитът на едната машина, а през другата половината — дебитът на втората машина, т. е. при протичане на същия дебит през вентилатора, както при самостоятелната му работа, загубите ще бъдат четири пъти по-големи.

След очертаване на новата характеристика на турбопровода с ординати, четири пъти по-големи от тези на първата, отчита се дебитът на единия вентилатор, определен от пресечната точка на двете криви. Общият дебит е равен на удвоенния отчитен дебит.

Изложеното по отношение на паралелната и последователната работа остава в сила за всички работни турбомашини, включително и турбокомпресорите.

42. ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ОСОВИ ВЕНТИЛАТОРИ

Направените теоретични изводи в раздела турбопомпи остават в сила и за вентилаторите. Тук ще се разгледа само някои параметри, които са специфични за вентилаторите с външен диаметър *D₂* на работното колело, който се определя посредством коефициенти на напора *H*, определен от израза

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad \text{или} \quad u_2 = \sqrt{\frac{H}{\rho}}$$

тъй като $u_2 = \pi \cdot n \cdot D_2 / 60$, при установени n об/мин се намира

$$(42.1) \quad D_2 = \frac{60}{\pi \cdot n} \sqrt{\frac{H}{\rho}}$$

Основен геометричен параметър за работно колело е диаметърът на турбоинсталцията *D₀*, който е равен приблизително на входния диаметър *D₁*. Проф. Полюковски дава следния израз за оптималната стойност на *D₀*:

$$(42.2) \quad D_0 = K_{D_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n(1-K_1)}}$$

където *Q* m³/s, *n* об/мин, *K₁* — коефициент на засмукване на потока; той представлява отношение между периферната слатска *c_{u1}* и съответната периферна скорост *u₁*. Неговата стойност е постоянна и равна приблизително на 0,35, т. е.

$$(42.3) \quad K_1 = \frac{c_{u1}}{u_1} = 0,35 = \text{const.}$$

Коефициентът *K_{D0}* зависи от външния на изходния ръб *β₂*, показан на фиг. 17.2, и се изчислява чрез линейна интерполация от таблица 42.1, където е даден в зависимост от специфичните обороти *n_s* и стойността на външния *β₂*.

Уравнение 42.2 се отнася за случаите, когато работното колело е монтирано конзолно без втулка към смазвателната страна, т. е. съответната меридианна скорост *c₀* се определя от

$$(42.4) \quad c_0 = \frac{24 Q}{\pi D_0^2}$$

Таблица 42.1

<i>n_s</i>	<i>β₂ < 90°</i>	<i>β₂ > 90°</i>
<i>K_{D0}</i>	3	3
	4,3	3,2

Когато колелото има втулка със съответен диаметър d , необходимо е да се увеличи диаметърът D_0 на стойност D_0' при което меридианната скорост c_0 да остане равна на изчислената по уравнение 42.4, т. е.

$$(42.5) \quad D_0' = \sqrt{\frac{4Q}{\lambda_0 \cdot \pi \cdot c_0}} + d^2,$$

където λ_0 представлява коефициент на стеснение поради несъвършенство в работното колело при входа; приема се $\lambda_0 \approx 0,7$ до 1. Горната стойност се отнася за добре оформен меридианен профил с голям радиус на закръгление.

В областта на входящия ръб се оформи меридианният профил, като се приеме равенство на меридианните скорости и на диаметрите, т. е.

$$(42.6) \quad \begin{cases} D_1 \approx D_0' \\ c_m \approx c_0 \end{cases}$$

за входящия диаметър D_1 се смята съответният диаметър на средната токова линия върху меридианния профил.

От уравнението за непрекъснатостта и като се държи сметка за коефициента на стеснеността от наличността на лопатките $\lambda_1 \approx 0,95$, се намира широчината b_1 на работното колело при входящия ръб:

$$(42.7) \quad b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_m \lambda_1}.$$

Работните колела с напред извити лопатки се правят много по-широки, отколкото дават изчислената по уравнение 42.7. Когато $n_2 = 300 \div 900$, може да се приеме:

$$(42.8) \quad \begin{cases} b_1 = (0,3 \div 0,4) D_0 \text{ при } D_0 = (0,25 \div 0,35) D_2 \\ b_1 = (0,4 \div 0,5) D_0 \text{ при } D_0 = (0,35 \div 0,5) D_2 \\ b_1 = (0,5 \div 0,6) D_0 \text{ при } D_0 > 0,5 D_2 \end{cases}$$

След установяване на оборотите n в минута и определяне на D_1 може да се построи полигонът на скоростите, като се използват същите уравнения. Така се намира входящият ъгъл β_1 на лопатките и относителната скорост w_1 . За относителната скорост при изходящия ръб остава в сила неравенството

$$w_1/w_2 \leq 1,14.$$

Коефициентът на усукване K_2 при изходящия ръб зависи несъществено от формата на лопатката и се приема

$$(42.9) \quad \begin{cases} K_2 = \frac{c_{u_2}}{u_2} = 0,5 \div 0,8 \text{ при } \beta_2 < 90^\circ \\ K_2 = \frac{c_{u_2}}{u_2} = 1 \quad \quad \quad \beta_2 = 90^\circ \\ K_2 = \frac{c_{u_2}}{u_2} = 1,1 \div 1,6 \quad \beta_2 > 90^\circ \end{cases}$$

Скоростният триъгълник u_2, w_2, c_2 от фиг. 16.4 позволява да се определи ъгълът β_2 и да се изчисли широчината b_2 на работното колело при изходящия ръб посредством стойността на относителната скорост w_2 , именно

$$(42.10) \quad b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 (\sin \beta_2 - b_2 z_2 w_2)},$$

където

β_2 е дебелината на лопатките при изхода;
 z_2 — броят на лопатките;
 w_2 — относителната скорост, която се изчислява по израз

$$\begin{aligned} w_2 &= u_2 w_1; \\ u_2 &= 0,85 \div 0,95 \text{ при } D_0 \approx 0,6 D_2; \\ u_2 &= 0,80 \div 0,90 \text{ при } D_0 = 0,7 D_2; \\ u_2 &= 0,75 \div 0,85 \text{ при } D_0 = 0,8 D_2; \end{aligned}$$

Горните стойности на u_2 се отнасят за добре закръглено работно колело при външния венец.

Когато работното колело е с напред извити лопатки, широчината b_2 се взема малко по-голяма от определената по уравнение 42.10.

По отношение влиянието на ограничени брой лопатки върху трансформиранието на енергията остава в сила казаното по отношение на турбопомпите.

Броят на лопатките Z зависи от средната стъпка l , която се определя от

$$(42.11) \quad l = \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2Z}.$$

В практиката се приема *стъпката да бъде всякога по-малка от меридианната дължина на лопатката* ΔR , т. е.

$$\Delta R \geq \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2Z} = l,$$

или

$$(42.12) \quad Z \geq \pi \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}.$$

Следователно за развитата дължина M на лопатката се получава $M > l$.

За осовите вентилатори индивидуалните характеристики H, P, η в зависимост от дебита Q са много близки с тези на пропелерните помпи $Q-H$ е бързопадаща, докато изменението на мощността е съвсем незначително, като максималната консумирана мощност остава при $Q=0$, както при пропелерните помпи, и к. п. д. намалява много бързо след оптималната си стойност.

Външният диаметър D_e в ш на осовия вентилатор се определя ориентировъчно от израз

$$(42.13) \quad D_e = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{\pi}}.$$

където

Q е дебитът, m^3/s ;

c_m — меридианната скорост през работното колело, която бива обикновено около 8 до 10 m/s .

Периферната скорост u_e в m/s за същия диаметър D_e се изчислява ориентировъчно по израз

$$(42.14) \quad u_e = 2,8 \cdot \varphi \sqrt{H},$$

където

H е първото надпигане, създадено от вентилатора и измерено в $m H_2O$;

φ — коефициентът, който зависи от формата на лопатките:

$\varphi = 2,8$ до $3,5$ за плоски лопатки;

$\varphi = 2,2$ до $2,8$ за лопатки с криволинейно очертание.

Тъй като

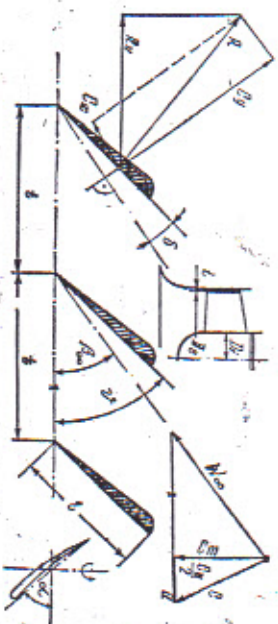
$$(42.15) \quad u_e = \frac{\pi n}{60} \cdot \frac{D_e}{2},$$

може да се изчислят оборотите в минута n . От гледна точка на якост и избиране на шума периферната скорост не трябва да надвишава 95 m/s , докато меридианната скорост се приема в границите

$$(42.16) \quad \begin{cases} c_m = (0,25 \text{ до } 0,40) u_e \\ c_m = (0,3 \text{ до } 0,55) u_e \end{cases}$$

Първото уравнение се отнася за едностъпни, а второто за двустъпни основи вентилатори.

Диаметърът на главната, или вътрешният диаметър (фиг. 42.1) на работното колело D_p зависи от геометрията на лопатъчната решетка ϵ ,



Фиг. 42.1

определена от дължината на лопатъчния профил l и стъпката t . Когато гъстотата при главната е равна на единица, т. е.

$$(42.17) \quad \epsilon \equiv \frac{l}{t} = \frac{Z l}{\pi D_p} \equiv 1,$$

където Z е броят на лопатките, тогава диаметърът D_p може да се определи по израз

$$(42.18) \quad v^2 \equiv \left(\frac{D_p}{D_e} \right)^2 = \frac{Z l^2}{2 \pi r_e u_e \cdot 0,63 C_y},$$

където C_y е подемен коефициент; определя се от максималния подемен коефициент $C_{y_{max}}$ за съответния профил, а именно

$$C_y = (0,5 \text{ до } 0,8) C_{y_{max}},$$

като циркуляцията Γ_z около една лопатка се дава от израз

$$(42.19) \quad \Gamma_z = \frac{2 \pi r_e}{Z} = C_y l v_\infty,$$

относителната скорост v_∞ се изчислява за съответната токова линия от

$$(42.20) \quad v_\infty = \sqrt{c_m^2 + \left(u - \frac{c_u}{2} \right)^2}.$$

Гъстотата на решетката при главната трябва да бъде в граници от 0,6 до 0,8 но не по-големи от 1.

Ако по уравнение 42.18 се получи $D_p/D_e > 0,7$, трябва да се възприеме многостъплен вентилатор.

При установяване броя на лопатките трябва да се съблюдават данните по отношение гъстотата на решетката, както и якостта на самата лопатка.

При аеродинамичното изчисление на вентилатора се предполага, че са известни произволителността Q , манометричният пад $H = \Delta p / \rho \cdot g$ и периферната скорост u . От главно уравнение се изчислява периферната слабея c_u за изходния ръб от разглежданата токова линия

$$(42.21) \quad p_2 - p_1 \equiv \Delta p = \rho \left(u c_u - \frac{c_u^2}{2} \right),$$

а по уравнение 42.19 се определя циркуляцията на основи вихър. От уравнение 42.18 се изчислява отношението между двата диаметра. Тъй като D_e е определен предварително по уравнение 42.13, намира се D_p .

Пред вид влиянието на лопатъчната решетка, отчетено с коефициента K_a , както и влиянието на хабианата l между ротора и статора, отчетено посредством коефициента K_s , изчислението на лопатката трябва да се извърши посредством изчислителен манометричен пад Δp_m , определен от израз

$$(42.22) \quad \Delta p_m = (\Delta p + \Delta p_s) K_a K_s [\text{mm H}_2O],$$

където Δp_s представлява местните съпротивления в работното колело. Те зависят от въгъла β между периферната скорост и относителната скорост v_∞ , от коефициента на съпротивлението C_x и коефициента на поддържае C_y за профила и от отношението v ; изчисляват се по израз

$$(42.23) \quad \Delta p_s = \frac{2 \Delta p c_y \beta C_x}{(1 + v) C_y}.$$

При нормална гъстота на решетката, определена от $\epsilon=0,6$ до $0,8$, се приема

$$K_e = 1,05 \text{ до } 1,1,$$

докато коефициентът K_i зависи от относителната хлабина i , определена от израза

$$(42.24) \quad i = \frac{2i}{D_e - D_i};$$

приема се, както следва:

при $i = 0,01$ коефициентът $K_i = 1,1$;	
$i = 0,02$	$K_i = 1,5$;
$i = 0,03$	$K_i = 1,35$;
$i = 0,04$	$K_i = 1,50$;
$i = 0,05$	$K_i = 1,70$;
$i = 0,06$	$K_i = 1,80$;
$i = 0,07$	$K_i = 2,00$;

като съответният к. п. д. се определя от реципрочната стойност, а именно

$$(42.25) \quad \eta_e = \frac{1}{K_i}.$$

Широчината на лопатката b , която се определя от израза

$$b = (D_e - D_i)/2,$$

се разделя на пет равни по дебит елемента и се взема средният радиус от всеки елемент за изчисленията. По уравнение 42.10 се изчислява относителната скорост, след което се определят върхът β по уравнение 42.26 съобразно с фигури 24.1 и 42.1,

$$(42.26) \quad \lg \beta = \frac{c_m}{c} - \frac{c}{n - \frac{c}{2}},$$

и по уравнение 42.19 се изчислява циркулацията около една лопатка, а оттука и дължината l на съответния допълъчен профил. От познатите на фиг. 27.1 за възприетите профили и съответните коефициенти на поддържането C_u се намират ъглите на атака δ за всеки елемент от лопатката, както и върхът на закриването δ , показан на фиг. 42.1, а именно

$$(42.27) \quad \delta = \delta + \beta_{\infty}.$$

В зависимост от големината на основни вентилатор неговият общ к. п. д. η бива от 50 до 80% ; следователно мощността върху наля P се изчислява по израз 41.2.

Пример 1. Работното колело на центробежен вентилатор има диаметри $D_1 = 480$ mm, $D_2 = 600$ mm и се върти с 1500 об/мин. Исква се да се установи скоростите триъгълници при входящи и изходящи ръб и да се определя теоретичният мащабен пад H_{th} .

Ако относителните скорости на въздуха (при $\rho_0 = 1,2$ kg/m³) са съответно $w_1 = 25$ m/s, $w_2 = 22$ m/s и образуват със съответните периферни скорости $u_1 = 60^\circ$ и $u_2 = 120^\circ$ т. е. работното колело има напречна косина. Периферните скорости при входа и изхода на лопатката се дават от изразите

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,48 \cdot 1500}{60} = 37,7 \text{ m/s};$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,6 \cdot 1500}{60} = 47,1 \text{ m/s}.$$

Посредством скоростите и ъглите между тях се построават скоростните триъгълници на фиг. 42.2, като лопатката се начертава според указанията, дадени в параграф 20.

За периферните компоненти c_u се намира от скоростите триъгълници:

$$c_{u1} = u_1 - w_1 \cos \beta_1 = 37,7 - 25 \cdot \cos 60^\circ = 25,2 \text{ m/s};$$

$$c_{u2} = u_2 - w_2 \cos \beta_2 = 47,1 - 22 \cdot \cos 120^\circ = 58,1 \text{ m/s}.$$

Теоретичният манометричен пад се дава от главното уравнение 13.13, а именно

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) = \frac{1}{9,81} (47,1 \cdot 58,1 - 37,7 \cdot 25,2) = 181 \text{ m}$$

въздушен стълб.

Пред вид уравнение 41.3 преминава се в $\text{m H}_2\text{O}$, а именно

$$\rho_0 H_{th} = \rho H_{th} \text{ или } H_{th} = \frac{1,2 \cdot 181}{1000} = 0,216 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Пример 2. Въздухът от 30000 kg/h трябва да се захвее от 20°C на 160°C , като се прекъра през съответен рекуператор на топлина. Исква се да се определи произволителността, налягането и мощността на вентилатора, необходими за съответната инсталация при две положения: вентилаторът е монтиран пред рекуператора и след рекуператора, като хидравличните загуби на въздушния поток в инсталацията са 120 mm H_2O при 20°C на въздуха, чиято плътност е $1,2$ kg/m³ при същата температура. За двата случая да се приеме $\eta = 50\%$.

Решение

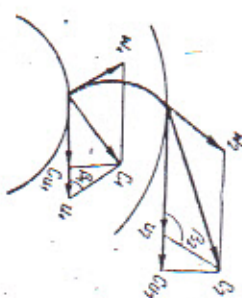
Плътността на въздуха при 160°C се определя по известния от термодинамиката израз

$$(42.28) \quad \rho_0 T_0 = \rho T; \quad \rho_0 = 1,2 \quad \frac{293}{433} = 0,81 \text{ kg/m}^3.$$

В случай манометричната височина на вентилатора съответствува на хидравличните загуби, които при температура 293°K и плътност $\rho_0 = 1,2$ kg/m³ са 120 mm H_2O , или във въздушен стълб се определят по уравнение 41.3, т. е.

$$H_0 = \frac{\rho H}{\rho_0} = \frac{1000 \cdot 0,2}{1,2} = 100 \text{ m въздушен стълб}.$$

Съгласно уравнение 3.1 хидравличните загуби са пропорционални на плътността и на квадрата от скоростта, респ. от дебита, следователно при загряване на въздуха те ще се изменят съответно. Разглеждаат се последователно двата случая:



Фиг. 42.2

а. Вентилаторът се измерва пред рециркулятора

$$Q = \frac{G}{3600} = \frac{30000}{3600} = 8.33 \text{ m}^3/\text{s}$$

Мощността се определя по уравнение 41.2, като манометричната височина се измерва в метри въздушен стълб, т. е.

$$P = \frac{\rho_g Q H_g}{1000} = \frac{1.2 \cdot 8.33 \cdot 6.95}{1000} = 6.95 \text{ kW}$$

6. Вентилаторът се измерва след рециркулятора

$$Q' = \frac{G}{3600} = \frac{30000}{3600} = 8.33 \text{ m}^3/\text{s}$$

Пред вид казаното по-горе относно хидравличните загуби за дифузионната височина H_g измерена в метри въздушен стълб, се намира

$$H_g = \frac{Q'}{Q} \cdot H_g = \frac{0.81}{1.2} \cdot 10.3 = 6.95 \text{ m}$$

За мощността се получава

$$P = \frac{\rho_g Q' H_g}{1000} = \frac{1.2 \cdot 8.33 \cdot 6.95}{1000} = 6.95 \text{ kW}$$

Според уравнение 41.3 трябва да се отбележи, че в двата случая отдалената на въздуха енергия остава една и съща, а именно

$$\rho_g H = 9.81 \cdot 0.81 \cdot 148 = 9.81 \cdot 1000 \cdot 0.120 = 1180 \text{ Pa}$$

или още изразена във воден стълб

$$H = \frac{\rho_g H}{\rho_w} = \frac{1180}{9.81 \cdot 1000} = 0.120 \text{ m H}_2\text{O}$$

Ако така получената стойност на енергията от 120 mm H₂O и съответният дебит на горещия въздух се заместят в уравнение 41.4, се получава несъмнено същата мощност

$$P = \frac{9.81 \cdot 10.3 \cdot 120}{1000} = 24.2 \text{ kW}$$

От сравнението на мощностите и дебитите в двата случая се установява, че те се намират в рециркулна зависимост спрямо съответните параметри на въздуха, а именно

$$\frac{P}{P'} = \frac{24.2}{16.34} = 1.48; \quad \frac{Q}{Q'} = \frac{10.3}{6.95} = 1.48; \quad \frac{\rho_g}{\rho_g} = \frac{1.2}{0.81} = 1.48$$

Следователно при захранването на въздуха необходимата мощност за неговото нагряване се увеличава толкова пъти, колкото пъти се е увеличила неговата плътност при захранването му. Това увеличаване на мощността идва като резултат на нарастващия обем на постоянния масов дебит.

От разглеждания пример следва, изводът, че вентилаторите за горещи газове трябва всекогда да се монтират в най-хладната част от каналите, т. е. в мястото, където са най-хладни.

43. ТУРБОКОМПРЕСОРИ

За по-пълни познания по отношение свързаните с параметрите на компресираната въздушна необходимост читателят да се запознае с параграф 11, преди да се пристъпи към изучаването на настоящия параграф.

Предназначението на компресорите се състои в значително повишаване енергията на сгъстен въздух. Това се осъществява чрез монтирането в серия на няколко работни кола, всяко от които е снабдено със самостоятелен дифузор 2 и обратен направляващ апарат Н, както е показано на фиг. 43.1. По подобие на центробежните помпи тези три елемента заедно с раздетелната дифузионна образуват едно стъпало от компресора.

В конструктивно отношение съществуват големи разлики между центробежния компресор и многостъпалната центробежна помпа. Различията се състоят в диаметъра и широчината на работните кола, които остават постоянни за всички работни кола от помпата, докато при компресора се намаляват към последното стъпало поради намаляване на обема вследствие съгъстването на флуида. Теорията остава тази от турбопомпите, като тук трябва да се добави влиянието на компресираната и топлообмена с околната среда на работното колело.

Ако към възприетите означения се добави още

c_p — специфична топлина при постоянно налягане в $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{deg}$

T_1, T_2 — абсолютна температура на флуида при входящия и изходящия ръб от работното колело;

q — топлообмен с околната среда на работното колело в kJ/deg тогава за енергийния баланс на потока в работното колело между 2 от фиг. 43.1 се написва:

$$\left[\frac{c_p^2}{2} + c_p T_1 \right] - \text{енергия при входящия ръб 1};$$

$$\left(\frac{c_p^2}{2} + c_p T_2 \right) - \text{енергия при изходящия ръб 2}.$$

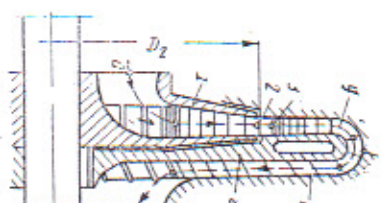
Съответната теоретична манометрична височина H_{th} се дава от израза

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \text{ или } \rho g H_{th} = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

Условието за баланса, написано за 1 kg флуид, дава

$$(43.1) \quad \frac{c_p^2}{2} + c_p T_1 + (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \pm q = \frac{c_p^2}{2} + c_p T_2$$

тъй като в случая $\rho \equiv 1$.



Фиг. 43.1

За крайната температура на съгъвяването при изходящи ръб се получава

$$(43.2) \quad T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})] \pm \frac{q}{c_p}.$$

Тук c_p се отнася за средната стойност на налягането между входния и изходящия ръб.

При адиабатно съгъвяване $q=0$ уравнение 43.2 добива вида

$$(43.3) \quad T_{2a} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})],$$

като при това известно е, че

$$(43.4) \quad \frac{T_{2a}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

От горните две уравнения се намира изразът за налягането при изходящия ръб, а именно

$$(43.5) \quad p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})] \right\}^{\frac{k-1}{k}}.$$

Тъй като процесът на съгъвяването не е чисто адиабатен, а подтропен със степенен показател на политропата $n > k$, именно $n=1,5$ до 1,62, следва, че горното уравнение не дава точни резултати, затова се написва изразът

$$(43.6) \quad p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}},$$

по който може да се изчисли крайното налягане, когато са известни началните параметри (p_1, T_1) и крайната температура T_2 .

Крайната температура зависи от адиабатния к. п. д. η_a , който представлява отношение между работата на съгъвяването при адиабатен процес A_a и реалната работа на съгъвяването, т. е.

$$(43.7) \quad \eta_a = \frac{A_a}{A} = \frac{c_p (T_{2a} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)}.$$

За стационарни центробежни компресори той бива от 0,75 до 0,9:

$$T_2 - T_1 = \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_a}.$$

След заместване по уравнение 43.3 се получава

$$(43.8) \quad T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p \eta_a} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})].$$

Следователно уравнение 43.6 дава

$$(43.9) \quad p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p \eta_a T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1})] \right\}^{\frac{n}{n-1}},$$

т. е. крайното налягане зависи от началните параметри на флуида, неговото охлаждане, изразено чрез политропния показател n , оборотите на въртене n , размерите на работното колело, както и формата на лопатката, отчетена чрез c_{u_1} и c_{u_2} .

Енергийният баланс за дифузора, ограничен от точките 3 и 4 на фиг. 43.1, дава за адиабатен процес

$$(43.10) \quad c_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = c_p T_4 + \frac{c_4^2}{2}$$

или

$$\frac{T_{4a}}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right).$$

Горният израз и уравнение 43.4 дават за адиабатен процес

$$(43.11) \quad p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}}.$$

Когато дифузортъ 3—4 е без лопатки и двете му страни са успоредни, може да се напише

$$c_{u3} c_{u4} = R_g/R_1,$$

където R_g и R_1 са съответните радиуси, и уравнението приема вида

$$(43.12) \quad p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_1^2} \right) \right]^{\frac{k-1}{k}},$$

или за политропно съгъвяване, като се вземе под внимание адиабатният к. п. д. и по аналогия на уравнение 43.9, се написва

$$(43.13) \quad p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2c_p \eta_a T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_1^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}}.$$

В Ts -диаграма процесът на адиабатното съгъвяване се дава от адиабатата 1—2 на фиг. 43.2, а съответната работа от израз

$$(43.14) \quad A_a = \frac{k}{k-1} R (T_{2a} - T_1),$$

Тъй като $h = c_p/c_p$ и $R = c_p - c_v$, получава се

$$(43.15) \quad A_a = c_p (T_{2a} - T_1) = i_{2a} - i_1.$$

Работата A се дава от площта $1-2-3-4-5-1$.

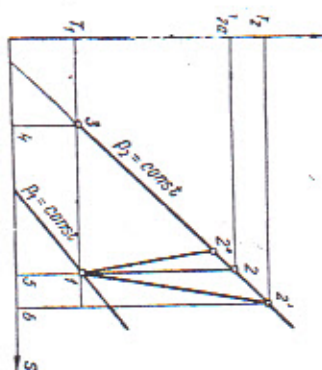
В действителност процесът протича по политропата $1-2'$, за която $n > k$ и съответната работа A_n е изобразена с площта $5-1-2'-3-4-5$. Стойността на A_n се дава от израза

$$(43.16) \quad A_n = \frac{n}{n-1} R(T_2' - T_1).$$

Ако в процеса, на съгответяването се отведе по-голямо количество топлина, той протича по политропата $1-2''$ с $m < k$ и работата на изкръг се изобразява с площта $5-1-2''-3-4-5$. Това доказва изгодността от охлаждане в турбокомпресора.

Изотермичният к. п. д. η_i поставява отношение между реално получената от флуида работа A , при изотермичното съгответяване и реално отдадената A_r , като се държи сметка за кинетичното нарастване на енергията на флуида, а именно

$$(43.17) \quad \eta_i = \frac{A_r}{A} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{c_2^2 - c_1^2}.$$



Фиг. 43.2

Ако p_x бъде нарастването на налягането в първото стъпало от двустъпалния компресор, при което стъпало е изразходвана работа на компресията A_x , за икономичното действие е необходимо да се напие условието

$$(43.18) \quad dA_x/dr_x = 0.$$

Известно е от термодинамиката, че горното уравнение дава

$$(43.19) \quad p_x = \sqrt{p_c p_s}.$$

където

p_c и p_s са началното и крайното налягане. Означава се още със:

γ — броят на стъпалата на компресора;

τ — степента на съгответяване на целия компресор;

τ_1 — степента на компресия за едно стъпало.

$$(43.20)$$

$$\tau_1 = \sqrt[\gamma]{\tau}.$$

Опитът показва, че стойностите на τ_1 биват от 1,2 до 1,5. Това налага монтирането на голям брой работни коелета в серия върху общ ват, за да се получат високи налягания.

Горната стойност за τ_1 , както и определената стойност за τ като отношение между крайното и началното налягане на флуида дават възможност да се изчисли по уравнение 43.20 броят на стъпалата γ .

Периферните скорости u_2 биват от порядъка на 200 до 280 m/s. Те изискват висококачествен материал на работното коелко, като в специални и изключителни случаи се достигат скорости u_2 от порядъка на 400 m/s. Големият брой обороти се налага с цел да се намали възникният диаметър D_2 на работното коелко, тъй като загубите от трене на диска във флуида са пропорционални на D_2^3 , а от друга страна, загубите в лабиринтовите уплътнения намаляват с увеличаване на оборотите в минута.

При стабилни компресори се работи с $n=3000$ до 15 000 об./мин, като при това трябва да се съблюдава отношението

$$D_2/D_0 \approx 1,75 \text{ до } 2,2,$$

където D_0 е диаметърът в гърбовината на работното коелко и съответната меридианна скорост c_0 се изчислява по

$$(43.21) \quad c_0 \approx (0,2 \text{ до } 0,3) \sqrt{2gH_s} = (0,2 \text{ до } 0,3) \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho}}.$$

Тук адмбативният пад H_s се определя от уравнение 43.5 за налягането $p_s = \rho g H_s$. Като средни стойности за скоростта c_0 се приемат 30 до 50 m/s.

При определение меридианния профил на коелгото трябва да се следва записване на постоянна меридианна скорост, т. е.

$$c_0 \approx c_{m1} \approx c_{m2}.$$

Турбокомпресорите за ниско и високо налягане се строят предимно с назад извити лопатки. Ъгълът при входящия ръб бива $\beta_1 \approx 30^\circ$. При конструирането се приема реалната стойност на c_{a1} да бъде равна на нула. $\beta_2 \approx 35$ до 70° ; в краен случай ъгълът β_2 може да достигне 90° .

Материалното изпълнение на лопатките става чрез отливка, като при ниска произвождателност и висока степен на компресия се препоръчва разделяне на коелгото на две и свързването му чрез нитове за ефикасното почистване и намаляване на загубите от трене.

Уплътняването между смукателното и нагнетателното пространство на коелгото става посредством лабиринти.

В зависимост от стойността на отношението $\frac{c_{a2}}{c_{a1}}$ дифузорт бива с лопатки или без лопатки. Безлопатъчен дифузорт се строи, когато $\frac{c_{a2}}{c_{a1}} \approx 0,26$ до 0,32. Неговата меридианна ширина b_3 бива постоянна и се определя от ширината b_2 при изхода на работното коелко:

$$b_3 = b_2 + (2 \text{ до } 5 \text{ mm}),$$

докато съответният диаметър се дава от

$$D_3 = D_2 + (2 \text{ до } 20 \text{ mm}).$$

Дифузор с лопатки се строи, когато $\epsilon_{a2} = 0.21$ до 0.25. Тук важи също:

$$b_2 = b_1 + (2 \text{ до } 5 \text{ mm});$$

$$D_2 = (1.08 \text{ до } 1.15) \cdot D_1.$$

За намаляване на шума и отстраняване на загубите от вихри при входа с диаметър D_2 на канала на дифузора разликата $D_3 - D_2$ не трябва да бъде по-малка от 30 mm.

Наклонността на дифузора повишава до известна степен налягането на флуида.

Броят на лопатките на дифузора бива от 20 до 28, като точният им брой се установява по такъв начин, че вългът на разширението на канала да не бъде по-голям от 8 до 12°. Трябва да се съблюдава броят на лопатките на дифузора да бъде различен и да няма общо кратно с броя на лопатките на работното колело. Такива форма бива логаритмична спирала, заменена най-често с част от окръжност.

Мощността на компресора се определя, като се използва изразът за адиабатни к. п. д. на едно стъпало, или

$$A = A_{ad} \eta_m.$$

Пред вид триенето в лагерите и триенето на въртящите се части във флуида работата върху вала A_2 е по-голяма от действителната работа A , която отива за състването на флуида. Тези загуби се отчитат от механични к. п. д. η_m , чийто стойности биват от 0.95 до 0.98; следователно за A_2 се получава

$$(43.22) \quad A_2 = \frac{A}{\eta_m \eta_m}.$$

Ако произволителността на компресора е G kg/s, за мощността върху вала P на компресора при адиабатно състване се получава

$$(42.23) \quad P = G A_2 = \frac{G A_2}{\eta_m \eta_m} = \frac{G A_2}{1000 \eta_m \eta_m} \text{ kW}.$$

При полипропиева работа A_1 на компресора се получава

$$(43.24) \quad P = \frac{G A_1}{1000 \eta_a \eta_m} \text{ kW}.$$

Тези изрази дават мощността за едно стъпало. При многостъпално състване общата мощност е равна на сбора от мощностите на отделните стъпала.

Охлаждането на флуида бива вътрешно, външно и комбинирано. Вътрешно е, когато отделното стъпало има охлаждащия риза; външно, когато между отделни групи стъпала се постави охлаждащел на флуида, и комбинирано, когато са приложени едновременно споменатите два начина на охлаждане.

По форма характеристиките на турбокомпресорите не се отличават от тези на турбопомпите. По отношение паралелната и последователната работа, както и външното помпаш, остава в сила изложеното за турбо-

помпи и вентилатори. Тук трябва да се отбележи, че при характеристиката на инсталацията геодезицията височина се определя от налягането, което действително в нагнетателния резервоар на компресора, а линията на хидравличните загуби се диктува от дължината на тръбопровода и неговия диаметър.

Произволителността се регулира чрез вентили на входа или изхода, промяна в оборотите и подвижни лопатки на входа. Най-икономичен е начинът с промяна в оборотите.

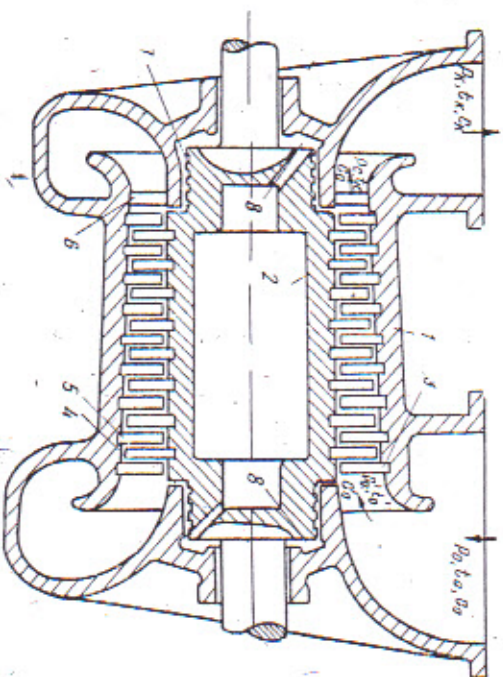
Турбокомпресорите се строят на две и повече стъпала, които се делят едно от друго по равнини, перпендикулярни на оста на въртенето.

При средни и големи мощности корпусът заедно с дифузора, обрания напредващ апарат и диафрагмата се разделят по хоризонтална равнина аналогично на съвременните парни турбини.

Охлаждането на компресора създава съществени затруднения в конструкцията, затова се прибавя към осъществяването му в няколко тела, като между отделните тела на ниско, средно и високо налягане се включват съответни охлаждащи.

Уплътнението между статора и ротора става посредством гребеновидни лабиринти, които са подобни на тези за парните турбини.

Осното награвяване значително намалява при центробежните турбокомпресори пред вид серийното свързване на работните колела по закон на симетрията. Това дава възможност в повечето случаи за осов лагер да служи лагер от гребеновиден тип.



Фиг. 43.3

За разлика от центробежните турбокомпресори, които наподобяват много многостъпалните центробежни помпи, осовите турбокомпресори имат съществено различие от осовите помпи и наподобяват парните турбини. На фиг. 43.3 е изобразен схематично осов компресор, чийто

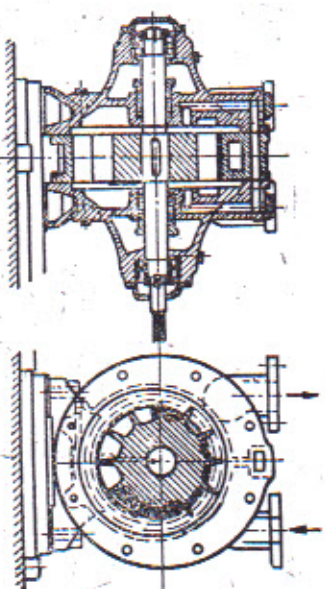
pub. 43.4

Основните компресори се строят за много големи дебитни и ниски налягания. Отношението между крайното налягане и началното за целия компресор е от порядъка на 1,15 до 1,35. Тези компресори намират голямо приложение при газовите турбини и самолетните двигатели.

ГЛАВА СЕДМА

44. САМОЗАЧМЪКВАЩИ ПОМПИ

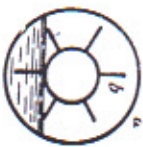
а. *Помпата на воден престен* е показана на фиг. 44.1. За изясняване на нейния принцип на действие се показват показаните тук фигури. Работното колело с радиални лопатки *b* (фиг. 44.2) е разположено централно в цилиндъра *a*, в който има незначително количество течност. Ако се завърти работното колело на ъглова скорост ω , течността застава по периферията (фиг. 44.3), като се завърта със същата скорост и се създават подложните китини 1, 2, . . . 6 с равни обеми.



Фиг. 44.1

Ако се постави работното колело експлоатационно спрямо цилиндър d , и то така, че окръжността с неговия вътрешен диаметър да бъде допирателна към вътрешната окръжност на водния пръстен (фиг. 44.4) ще се констатира прогресивно увеличение обема на килините 1, 2, 3, до-

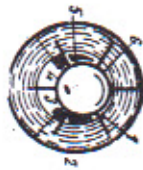
като клините 4, 5, 6 ще намаляват обема си. Това ще рече, че в първите се създава разреждане, т. е. засмукване, а във вторите — нагнетаване. Следователно помпата работи на обемния принцип и е в състояние да изсмуче въздуха от смукателната тръба, след което да подкача от



Фиг. 44.2



Фиг. 44.3



Фиг. 44.4

самата течност. При работене на помпата се изразходва течност, увличена с въздуха към нагнетателната тръба, с което дебелината на пръстенна течност ще намаляе и няма да съществува необходимото уплътнение в точка А. За отстраняване на този недостатък смукателната камера се свързва с водопровод или съответно резервоар, което намалява нужното количество течност, чийто разход е около 200 до 300 dm³/h за съветската помпа тип КВХ. Отработената течност се отвежда към нагнетателната тръба или канализацията. Течността трябва да бъде чиста, без каквито и да било примеси; в противен случай се нахвърля ронна нагнетаване и страната на засмукване и помпата отказва да работи. Доброто действие на помпата е подсилувано, когато нейната температура не надвишава 40 до 50°. Страничната хладина между статор и ротор бива около 100 микрона.

Количеството течност Q на въртящия пръстен се определя от неговото напречно сечение AB по следния израз:

$$(44.1) \quad Q = \left[\frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) - z l_s \right] b n$$

където означенията са дадени на фиг. 44.5, като се добавя: z — брой на лопатките; b — осова ширина; n — об/мин.

Теоретически засмукваният въздух се дава от израз

$$(44.2) \quad V_n = \left[\frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_i^2) - z(l_i - a)s \right] b n$$

От уравнение 44.2 се вижда, че когато $a=0$, $V_n=Q$.

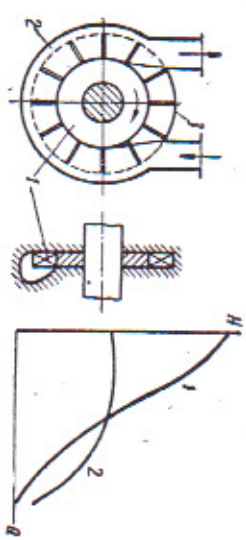
При обем K , p , d , γ_p реално засмукваният газ V се дава от

$$(44.3) \quad V = \gamma_p \cdot V_n$$

6. Вихровата помпа представлява двустранно отворено работно колело l , което се движи в концентричен канал, свързан със смукател-

ната и нагнетателната тръба, пригоден за всяко довеждане и отвеждане на течността, показано на фиг. 44.6.

При едни и същи размери и обороти с центробежната помпа, вихровата помпа дава 2 до 5 пъти по-голяма манометрична височина и



Фиг. 44.6

падащата характеристика 1, докато характеристиката на центробежната помпа 2 е с максимум (фиг. 44.6). Строежи са вихрови помпи с дебити до 0,012 m³/s и манометрични височини до 250 m H₂O. Главният недостатък на вихровите помпи се състои в ниския к. п. д. — около 20 до 35%, и допустимата вискозност — до 15°E. Те не са подходящи за абразивни течности поради бързото им износване, с което се увеличават хлабините и дебитът намалява значително.

Действието им като самозасмукващи помпи разкрива широки възможности на приложение (където центробежните помпи трудно биха се обособили). Те могат да служат за превъртане на леснотопливи течности, наситени с пари, и течности, наситени с газове. Простата форма на машините им части позволява изработването им от пластмаси за работа с киселини.

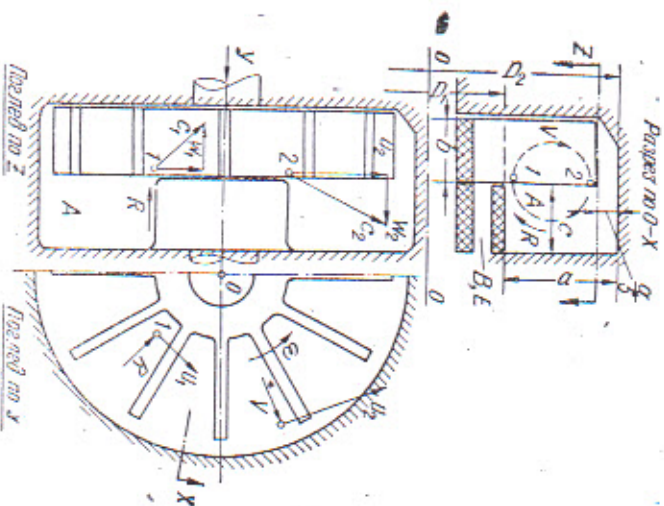
Самозасмукването и високото налягане при тях са голямо предимство, поради което могат да се използват като пожарогасителни помпи, помпи за малки автоматични станции за питейна вода, за подаване на охладителна вода при металоорежещи машини и в много други области на промишлеността.

Преизвикваният от работното колело вихров процес в самия незатворен концентричен канал създава линейно нарастване на налягането по дължината на същия, скрито от смукателния отвор към нагнетателния. Съществуват няколко хипотези [13], които обясняват механиката на това нарастване на енергията, но като най-вероятна може да се приеме:

Под действието на центростремителни сили се нахвърля течността от вътрешната част на работното колело към неговата периферия, показано със стрелката V (фиг. 44.7), и преминава в концентричния канал; на нейното място навлиза нова течност от вътрешността на канала, както показват стрелките R , с което се образува налътжен вихър, показан на фигурата. От скоростните триъгълници се вижда, че при входа на вихъра в областта на работното колело (точка 1) и неговия изход (точка 2) съществува разлика в абсолютните скорости c_1 и c_2 . Определената от c_2 кинетична енергия се превръща в налягане при навлизането на потока в

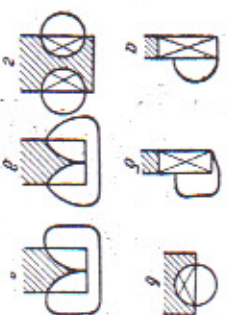
концентрични канал, където скоростта е значително по-малка от абсолютната скорост на излъжкия вихър $R-V$. Дадена материална част на прелина многократно през отсечните кили на работното колело и концентрични канал, докато обходи пътя от входящия отвор до изходящия; следователно съществуват налягане на енергия, както при многостъпални помпи.

Това тълкуване не дава обяснение на самозасмукващото действие, което е чуждо за центробежни помпи, затова може да се предположи, че споменатият принцип е свързан с обмен на енергия, предизвикан от ексцентрично създаден воден пръстен с диаметър d (фиг. 44.6) чрез незатворения концентричен канал, т. е. при вихровата помпа съществува съвместно действие на обменния принцип, създаден от помпата с воден пръстен, и центробежния принцип, изведен по-горе с налягането на излъжкия вихър по радиуса, разположен между двете последователни допълки (фиг. 44.7).



Фиг. 44.7

типа: отворени — a, b , и затворени — a, c, d, e , като се препоръчва напречното сечение на допълката да бъде правоъгълно, както е показано на фиг. 44.7 в погледа по Z .



Фиг. 44.8



Фиг. 44.9

Опитът показва, че при еднакви всички други условия манометричната височина на помпата е толкова по-голяма, колкото каналът A е по-дълъг, т. е. колкото ъгълът α е по-голям и ъгълът β — по-малък, обаче последният трябва да осигурява въскането на две последователни допълки. Ъглите α и α_n , които определят смукателния отвор B , респ. нагнетателния E , почти не влияят върху манометричната височина при постоянна дължина на концентричния канал A . Това дава да потвърди, че отдаленето на енергията в областта на сухотелния и нагнетателния канал става също интензивно, както и в останалата част от концентричния канал.

Ако се означат с l дължината на допълките върху средната окръжност с диаметър D , определен от $(D_1 + D_2)/2$ (фиг. 44.7), тогава оптималният брой допълки, както и останалите по-главни размери се изчисляват от следните експериментални изрази:

$$\frac{a}{c} = 1,6 \text{ до } 3 \text{ за помпи отворен тип, като по-често се приема средната стойност } 2;$$

$$\frac{a}{c} = 2 \text{ до } 3,5 \text{ за помпи затворен тип, но в повечето случаи се приемат с } 2,8;$$

$$\frac{b}{c} = 0,9 \text{ до } 1,25 \text{ за помпи от двата типа; обикновено се приема } 1;$$

$c = 0,9$ до 2 при малките помпи с девет допълки се приема горната граница 2 , а при големите помпи с тънки фрезирани допълки се взема $0,9$. Най-често се среща стойността $1,2$. Законите на подобие, установени за турбопомпите, се отнасят напълно и за вихровите помпи, чийто критерий на подобие оставя числото за специфичните обороти:

$$(44.4) \quad n_2 = 3,14 \frac{n_1 \sqrt{Q_2}}{Q_1^{1/2}}$$

което се изменя в граници от 5 до 50 .

Като главен размер на този вид помпи се явява диаметърът D на окръжността, която минава през центъра на напречното сечение на канала:

$$D = (D_2 + D_1)/2,$$

и съответната периферна скорост се дава от израза

$$(44.5) \quad H = K \frac{u^2}{2g} \quad \text{или} \quad u = \sqrt{2gH/K},$$

а напречното сечение на канала S се изчислява от израза за дебита Q :

$$(44.6) \quad Q = C S u \quad \text{или} \quad S = Q/Cu,$$

където коефициентът K се дава в табл. 44.1, а коефициентът C има стойности от $0,50$ до $0,60$. Горната граница се отнася за големи помпи.

Таблица 44.1

n_1	5	8	17	25	35	43	50
K	—	—	4.3	3.6	3.	2.3	—
							помпи отворен тип
K	9	7	5	4	3.2	2.5	2.
							помпи затворен тип

За отбелязване е, че според фиг. 44.6 характеристиката $Q-H$ е същата, както и съответната характеристика за мощността върху вала P . Ако при нуга дебит мощността върху вала се означава с P_0 , тогава за помпата от затворен тип важни $P_0/P = 2$ до 3 , а при отворен тип $P_0/P = 1.5$ до 2.5 . Ниската стойност трябва да се взема за бавноходни помпи с големи мощности и бързоходни характеристики $Q-H$ и $Q-P$. Мощността се изчислява по познатото уравнение 7.22:

$$P = \frac{P_0 Q H_0}{1000 \eta} \text{ kW.}$$

За работни когел с радиални лопатки и правоъгълно сечение от типа 2 на фиг. 44.8 малометричната височина H_0 при дебит нуга се дава от израза $2g \cdot H_0 = 28 a^2$, а максималният дебит се определя от $Q_{\max} = 0.95 a F$, където $a = \pi D_0 / 60$ (и об/мин).

Падатата характеристика на мощността налага да се съблюдава изложението за помпи променлив по отношение пускането в действие и регулирането. Последното трябва да става чрез поставяне нахъсо смукателната и нагнетателната тръба, чрез тръбна връзка и спирален шибър. По този начин голям дебит циркулира в помпата; следователно последната работи при малките мощности, а към инсталацията отива незначителен дебит. Инсталацията не трябва да се изолира напълно от помпата и последната да се върти нахъсо, понеже ще се затрее и роторът може да се спол към статора.

Хабитите между статора и ротора в осова посока са около 100 микрона, а в радиална — от 150 до 300 микрона.

Методът на оразмеряването при определени Q и H се свежда до определяне на D и S по уравнения 44.5 и 44.6, след като са възприети оборотите n и изчислени специфичните обороти. Разглежданите емпирични съотношения дават очертаването на меридианния контур по една от схемите на фиг. 44.8, след което се изчислява мощността на двигателя с възприетата приблизителна стойност на η . Тази мощност се определя от максималната мощност P_0 при дебит нуга.

Тъй като изчислената са базирани на емпирични коефициенти, които се изменят в широки граници, получените резултати могат да доведат до изненади, затова препоръчително е всякога, когато има възможност, оразмеряването да става по модел. По отношение на смукателната височина и въпроса за кавитацията остава в сила посоченото за турбопомпи.

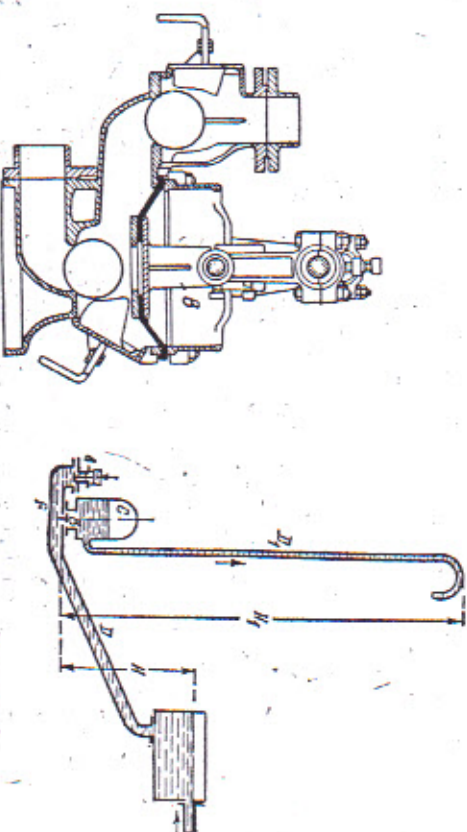
45. ДРУГИ ВИДОВЕ ПОМПИ

а. *Мембранната помпа* е от вида на буталните помпи; при нея функциите на буталото се изпълняват от еластична каучукова мембрана, която получава праволинейно-възвратното си движение по обичайния начин за буталните помпи. Клапаните са сферични и се строят обикновено с единично действие. Дебитът достига $36 \text{ m}^3/\text{h}$ при манометрична височина около $12 \text{ m H}_2\text{O}$ и допустима смукателна височина до 8 m . Предимството и в действие е необходимо да се нагнет с течност (фиг. 45.1).

Движението на мембраната може да се реализира още и по хидравличен начин, като едната и страна се намира в пряка връзка с цилиндрично пространство, в което се измества плунжер, задвижван от количеството кинсов механизъм, и засмуква и нагнетавя едно и също количество чиста вода. Засмукването и нагнетаването на плунжера водят до сиване и издвигане на мембраната, която от своя страна засмуква и нагнетавя течността, разположена от другата и страна.

Предимството на тази конструкция се състои в пълната изолация на буталото и цилиндъра от течността за повишаване, с което тя става пригодима при използването на киселини и други химически реактиви. За целта е необходимо мембраната да бъде от съответна неатакуема от киселината материя.

б. *Помпата на воден удар* (воден чук или таран) оползотворява на разването на налягането при създаване на воден удар за повишаване на част от течността на известна височина. Така водата от E слиза по на



Фиг. 45.1

Фиг. 45.2

порната тръба D към клапана A , откъдето излиза в атмосферата, както е показано на фиг. 45.2. Ако внезапно се затвори клапанът A , който под действието на тежестта се стреми непрекъснато да бъде отворен, налягането нараства поради създадения се воден удар, клапанът B се отваря

$\frac{H_1 - H}{H}$	1	2	3	4	5	10	15	20
q/Q	0,480	0,290	0,205	0,152	0,118	0,088	0,023	0,011
$\eta\%$	92	84	78	72	67	49	35	23

със значително по-високи к. п. д., които положително не се влияят от отношението на падовете. Ако се приеме $\eta_T = 86\%$ и $\eta_P = 76\%$, за агрегата се получава

$$(45.4) \quad \eta = \eta_T \cdot \eta_P = 65\%.$$

докато при тарана в най-добрия случай за $\frac{H_1 - H}{H} > 6$ к. п. д. може да бъде максимум 60%.

Съществена величина за агрегата са неговите обороти, тъй като те диктуват въпроса за кавитацията. Тук остава в сила общото правило: малките обороти водят до големи габаритни размери на турбопомпата и спокоен ход, без сътресения, дълъг живот, докато при големите обороти е в сила противоположното.

Съгласно означенията от предшестващата точка и още P_T, η_T — мощност и к. п. д. на турбината, и P_P, η_P , респ. на помпата, написват се по уравненията 7.21 и 7.22 изразите

$$(45.5) \quad P_T = \rho g Q H \eta_T$$

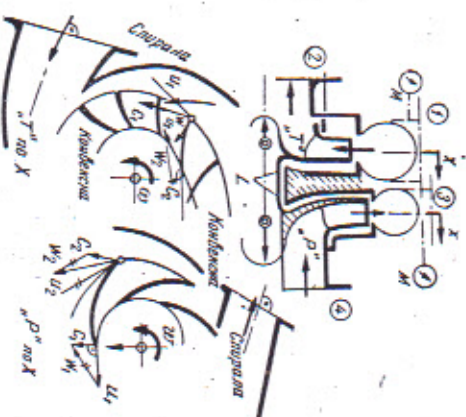
и $P_P = \rho g q (H_1 - H)^{1/2} \eta_P.$

Тъй като отдадената мощност от турбинното колело е изцяло консумирана от помпното колело, следва, че може да се напише $P_T = P_P$ или

$$(45.6) \quad \frac{q (H_1 - H)}{QH} = \eta_T \cdot \eta_P = \eta.$$

Тук η е к. п. д. на агрегата, определен от к. п. д. на отделните машини. Двата израза 45.3 и 45.6 са идентични, но стойностите на η са различни, понеже дебитът q на тарана е по-малък от съответния дебит q на помпата при еднакви всички други условия.

След изчислението на мощностите и възприетите обороти се изчисляват специфичните обороти и се определят типът на всяка машина. Това



Фиг. 45.3

към въздушната камера C и оттук течността, която слиза по D , преминава във въздушната камера C и част през нагнетателната тръба D_1 — към консуматора. Неминуемо под клапана A се получава понижено налягане, което води до неговото отваряне и изтичане на течността навън. Струята увлича клапана A , който наново се затваря, налягането се увеличава и възниква продължава непрекъснато, докато се пристъпи към ръчно спиране на помпата.

Пускането на помпата в действие става чрез неколккратно ръчно задвижване на клапана A , докато спирането последва след задържането му в затворено положение. При нормален ход на помпата всеки от клапаните прави от 40 до 50 отваряния в минута.

За доброто действие на помпата е необходимо да се съблюдава дължината на тръбата D да не бъде по-голяма от 20 m и отношението $\frac{H}{H_1} = \frac{1}{4}$. В някои случаи бива $\frac{H}{H_1} = \frac{1}{20}$, обаче к. п. д. се влошава. По-следният се движи в граници от 90 до 20%.

Съществуват помпи от този тип, строени за дебит от 0,05 до 20 dm³/s при разполагане над $H=1$ до 10 m.

За определение размерите на смукателната тръба с диаметър D и дължина l (фиг. 45.2) се препоръчват изразите

$$(45.1) \quad \begin{cases} D = 2,1 \sqrt{Q - q}, \text{ m,} \\ l = H_1 + 0,63 \frac{H}{H_1}, \text{ m,} \end{cases}$$

в които Q представява общият дебит в смукателната тръба, а q — в нагнетателната, измерени в m³/s. Ако се означат още скоростта в смукателния тръбопровод с m/s , тогава броят на ударите на клапана в минута се определя по емпирични израз

$$(45.2) \quad n = \frac{268 H_1}{c l},$$

Таранът като съоръжение представлява машина, въпреки че притежава единствени звена в движение — клапаните. Следователно може да се говори за к. п. д. на работна машина, при която вложената мощност е $\rho g Q H_1$, а получената — $\rho g q H_1$. Отношението между двете определени к. п. д. на помпата на водния удар, а именно

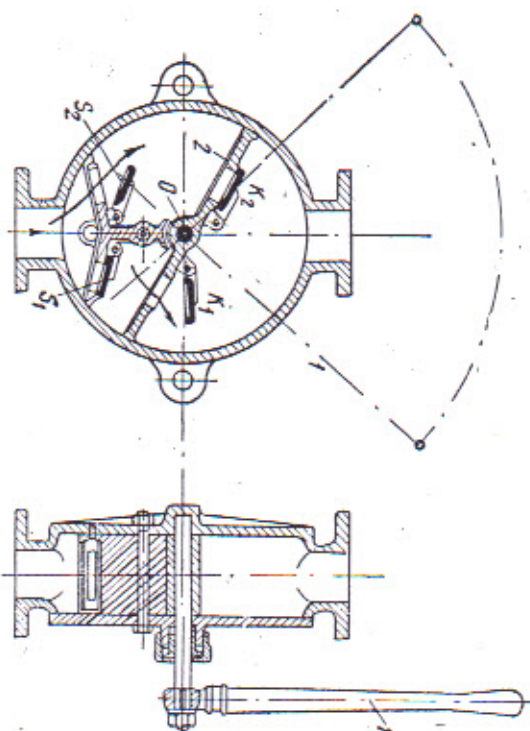
$$(45.3) \quad \eta = \frac{q H_1}{Q H}.$$

Експерименталните измервания на дебитите q и Q при различни стойности на H и H_1 са систематизирани в табл. 45.1 и дават възможност да се изчислят съответните к. п. д., показани в същата таблица. Ясно е, че тази машина спада в категорията на най-неикономичните, затова тя може да намери приложение само там, където не се дължи сметка за к. п. д., понеже изобилствува мощността $\rho g Q H_1$. В противен случай за подобна конфигурация, показана на фиг. 45.2, за разполагане енергия H и необходима енергия H_1 може рационално да бъде използвана машината турбина-помпа [14].

6. Блок турбина и помпа е предложение на автора и е показана схематически на фиг. 45.3. Този агрегат от една силова и една работна машина, свързани на общ вал, може напълно да замени тарана, при това

дава възможност за измерване и конструктивно оформяване на агрегата [14].

2. Кръглата равна помпа е изобразена на фиг. 45.4. Тя работи на обемния принцип, като буталото-клапан 2 извършва алтернативно



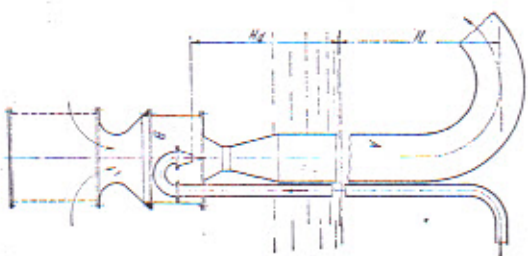
Фиг. 45.4

въртеливо движение около оста на въртене O . Задвижването е обикновено ръчно посредством ръчката 1, но може да бъде също и механично.

Върху подвижната плоча или буталото-клапан 2 са монтирани нагнетателните клапани K_1 и K_2 , а смукателните S_1 и S_2 се носят от неподвижното тяло. Действието на помпата е ясно от фигурата, като се има пред вид, че ръчката 1 описва ъгловия път от около 90° за всеки ход на плочата 2. Смукателната височина на този род помпи достига 8 м, а нагнетателната — 40 до 60 м при механично задвижване. Употребява се главно за домакински нужди.

3. Въздухоподемниците (ежекторите) или мамут-помпите работят на принципа за увеличаване полемната сила (силата на Архимед) при намаляване специфичното тегло на сместа от вода и въздух, която е в пряка връзка с водата с нормално специфично тегло и която предстои да бъде изкачвана на височина H (фиг. 45.5). Този вид помпи намират приложение за всички видове течности.

В нефтената промишленост въздухът под налягане се заменя с нефтен газ и помпата добива названото газоподемник; начинът за изчерпване на нефта посредством въздух или газ, който предварително е стръстен чрез компресор на известно налягане, се нарича компресорна експлоатация.



Фиг. 45.5

Въздухоподемникът се състои от две вертикални тръби: въздухът под налягане се довежда в камерата B , където е разположена дюзата, която създава въздушната струя. Въздухът се смесва с намиращата се вода в широката тръба A . Специфичното тегло на сместа е по-малко от специфичното тегло на водата извън тръбата с налягане H_d . Поради последното сместа се повдига на височина $H_d + H$ и по този начин водата се повдига на височина H . За правилното действие на помпата, предназначена за всички течности, е необходимо

$$H_d = \left(\frac{1}{2} \text{ до } \frac{1}{3} \right) H.$$

Този род помпи се строят за дебит от 1 до 10 дм³/с и имат к. п. д. около 40%, определен от хидравличната мощност на повдигнатата вода и консумираната мощност от компресора, който снабдява помпата с въздух под налягане.

4. Ежекторът действа на струйния принцип, разгледан в параграф 4, точка „ж“. На фиг. 45.6 е показан схематично ежектор, който лежи в хоризонтална равнина, така че, прилагайки уравнение 4.13, няма да се вземе под внимание енергията от местоположение Z . Течността под налягане с дебит q и масова плътност ρ_q идва отляво, а засмукваната течност с дебит Q и масова плътност ρ_Q влиза през входното сечение S . Дебитът Q е известен по задаване, ежекторът се строи именно за този дебит, а необходимият дебит q под налягане за изсмукване и нагнетаване на дебита Q се дава от емпирични израз

$$(45.7) \quad q = (1 \text{ до } 0.8) \frac{\rho_Q}{\rho_q} Q,$$

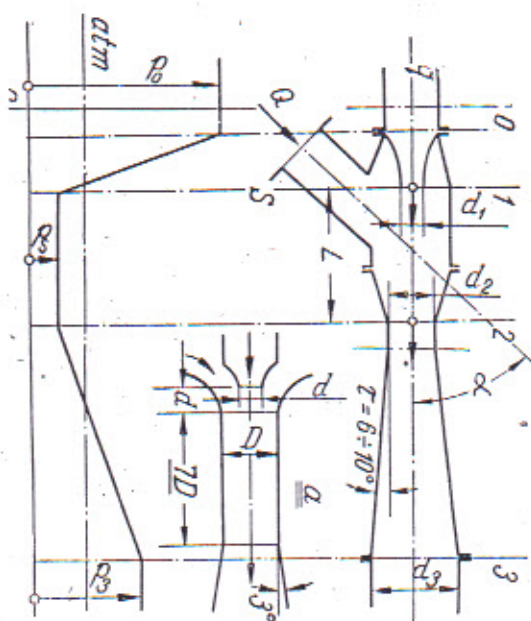
като се отбелязва, че коефициентът 0,8 съответствува на най-висок к. п. д. Двете течности се смесват в смесителната камера, разположена между изхода 1 на дюзата и входа 2 на дифузора, предназначен да трансформира кинетичната енергия в налягане преди изходното му сечение 3, което същевременно е и начало на нагнетателния тръбопровод, в който ще потече дебитът $(Q+q)$. В следващите изводи се приема, че едно и също налягане действа в смесителната камера и в самите сечения 1 и 2, а именно налягането на засмукването P_s . Скоростите се означават с c , налягането с P , а хидравличните загуби с ΔP , като индексите показват сеченията, за които се отнасят. Смесена, течността под налягане P_s има масова плътност ρ .

Пред вид възприетата постановка се написва $P_s = P_1 = P_2$ и за плътността на сместа се получава

$$(45.8) \quad \rho = \frac{\rho_q q + \rho_Q Q}{q + Q}.$$

Прилагането на уравнение 4.13 между сечения 2 и 3 дава възможност да се изчисли скоростта c_3 , а отук и диаметърът d_3 :

$$(45.9) \quad p_3 + \rho \frac{c_3^2}{2} = p_2 + \rho \frac{c_2^2}{2} + \Delta p.$$



Фиг. 45.6

В уравнението се приема

$c_2 = 2$ до $2,5$ m/s;

p_2 — абсолютното налягане на нагнетяването;

$p_3 = p_2$ — абсолютното налягане на засмукването.

Хидравличните загуби в дифузора 2—3 се дават от емпирични израз

$$(45.10) \quad \Delta p = \zeta \rho \frac{c_2^2}{2} = K \left(\frac{S_2}{S_3} - 1 \right)^2 \rho \frac{c_2^2}{2},$$

в които S_2 и S_3 представляват напречните сечения в 2 и 3 и стойностите за коефициента K са:

$$\begin{aligned} K &= 0,14 & \text{при } \tau = 6^\circ \text{ и } R_2 = 2 \cdot 10^5; \\ K &= 0,20 & \text{при } \tau = 10^\circ; \\ K &= 0,30 & \text{при } \tau = 14^\circ. \end{aligned}$$

Следователно от уравнение 45.9 се получава за c_3 респ. d_3 :

$$(45.11) \quad c_3 = \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_3 - p_2 + \Delta p] + c_2^2}.$$

Тук трябва да се отбележи, че в израз за Δp виза напречното сечение S_2 , чийто диаметър d_2 зависи от Δp , затова се приема приблизителна стойност за S_2 и после се преизчислява:

$$(45.12) \quad d_2 = \sqrt{\frac{4(q+Q)}{\pi c_2}}.$$

Получената стойност за d_2 се увеличава с 30 до 50%, като се поръчва въгълът τ да бъде 6° .

За определяне на скоростта в дюзата c_1 се прилага теоремата за количеството на движението, а именно: *производната спрямо времето от количеството на движението е равна на резултантата от външните сили, които действуват в контролните повърхности*. Последните са определени от сеченията S_1 и 2 , в които действува едно и също налягане p_2 ; следователно резултантата от външните сили е нула, докато производната спрямо времето от количеството на движението се дава от разликата между входящото в смесителната камера и изходящото количество на движение, т. е.

$$(45.12) \quad p_2 q c_1 + \rho Q c_2 \cos \alpha - (p_2 q + \rho Q) c_3 = 0.$$

След възприемане известна стойност за скоростта c_3 от горното уравнение се определя единственото неизвестно c_1 , т. е. скоростта в дюзата, а именно

$$(45.13) \quad c_1 = c_3 + \frac{\rho Q}{\rho q} (c_3 - c_2 \cos \alpha),$$

която дава възможност да се изчисли диаметърът d_1 на същата:

$$(45.14) \quad d_1 = \sqrt{\frac{4q}{\pi c_1}}.$$

Ако се пренебрегне скоростта в сечение O спрямо тази в 1 , чийто скоростен коефициент φ има стойности от $0,93$ до $0,97$, и се пренебрегнат още хидравличните загуби от O до 1 , тогава уравнението на Бернули 45.9, приложено между въпросните точки, дава стойността на налягането p_0 на течността под налягане с дебит q , а именно

$$(45.15) \quad p_0 = p_1 + \frac{\rho q^2 c_1^2}{2 \varphi^2} = p_2 + \frac{\rho q^2 c_1^2}{2 \varphi^2}.$$

Правилното действие на ежектора се диктува от конструктивната дължина L , която се определя чрез емпиричната формула на Терпин и Замарин:

$$(45.16) \quad L = 4,65 d_1 \left(\frac{c_1}{c_2} \right)^{1,2}.$$

Коефициентът на полезно действие на ежектора представлява отношението на получената мощност в сечение 3 и вложената такава през сечения O и S , т. е.

$$(45.17) \quad \eta = \frac{\rho (Q+q) \left(p_3 + \rho \frac{c_3^2}{2} \right)}{\rho Q \left(p_2 + \rho \frac{c_2^2}{2} \right) + \rho q \left(p_0 + \rho \frac{c_0^2}{2} \right)}.$$

Горинт к. п. д. има стойности от порядъка на 20%; следователно ежекторът намира приложението само там, където е невъзможно приложението на друга работна машина: при черпене на вода от голяма дълбочина, извършване на дренажни води в централите, на някои места в строителството, като помощно средство при трубопомпи на високо налягане, които канитират, и пр.

По отношение на конструктивното оформяване на ежектора, който за смуква течност посредством течност под налягане, а не чрез свиване флуид, представяват интерес задълбочените експериментални изследвания на Силвестър и Мюлер [25]. На фиг. 45, б, а е показан напълняващият разрез на ежектора, чиято главни размери са дадени в зависимост от диаметъра на дюзата d . Смесителната камера има форма на права труба с диаметър D , дължина около $7D$ и е разположена на разстояние d от изхода на дюзата.

Авторите са установили, че отношението

$$R = \frac{d^2}{D^2} \approx 0,02 \text{ до } 0,9.$$

Най-високият к. п. д. е от порядъка на 35 до 38% при коефициент на трение $\lambda = 0,015$. Този к. п. д. съответствува на $R \approx \frac{1}{3}$ и не се влияе от разстоянието между изхода на дюзата и началото на кръглата смесителна камера. Авторите отбелязват, че това разстояние може да бъде равно на d , $2d$, а дори $3d$.

Дифузният се прави с ъгъл при върха около 3° и може да се отстрани, ако смесителната камера се направи с дължина $8D$.

46. ХИДРОСТАТИЧНИ СЪОРЪЖЕНИЯ

а. *Хидравлически преси* представлява силов цилиндър, в който се измества плунжер под действието на течност под налягане. Според напречното сечение на плунжера и големината на налягането се получава съответна сила, която извършва полезно производство, като изковане на метали, изцеждане маслото на семена и др.

б. *Кантрикит* (амортизаторът) служи за смекчаване на удари, за заглушаване на колебания и др. Той се състои от цилиндър, пълен с течност (в повечето случаи масло), във вътрешността на който е помещено бутало с малък кръгъл отвор с диаметър d и напречно сечение f (фиг. 46, 1).

Ясно е, че при бързото изместване на буталото маслото не успява да премине от едната му страна в другата, поради което скоростта на изместването намалява за сметка на създаденото високо специфично налягане. Последното благоприятствува за по-бързото потичане на маслото в протинната страна, при което буталото се измества спрямо дъното на цилиндъра и в резултат последва изменение на разстоянието между дъното на буталото и горния край A на буталния прът. Буталото има диаметър D и лице $S = \pi D^2/4$. Интересно е да се определи какъв ще бъде натискът P , ако буталото се измества надолу със скорост v . Трябва да се отбележи, че развитият от буталото обем за единица време трябва да бъде равен на преминалата през отворчето течност със скорост c ; притока се уравнява на Бернули за една точка под буталото,

където налягането, което поради натиска P , има стойност P_0 . В центъра на отвора f налягането има стойност P , а скоростта е c . За точка под буталото скоростта има стойност c_0 , която практически е равна на нула. Следователно, ако се приеме, че протичането на течността е без хидравлични загуби, тогава уравнението на Бернули дава

$$P_0 + P \frac{c_0^2}{2} + P g z_0 = P + P \frac{c^2}{2} + P g z.$$

Тук z и z_0 са геодезичните височини на две точки, разположени независимо над и под буталото. Практически $z \approx z_0$ и $c_0 \approx 0$; следователно

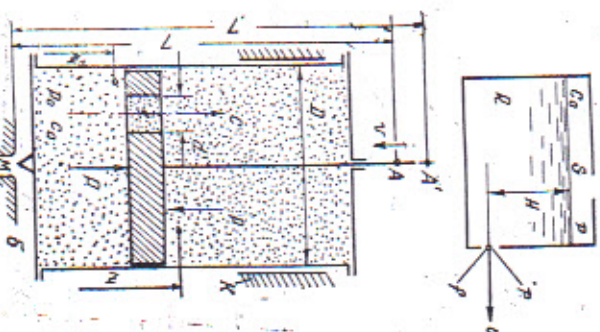
$$(46.1) \quad P_0 - P = P \frac{c^2}{2}.$$

Скоростта c се определя от условието за непрекъснатостта $Sv = fc$. За натиска P се получава

$$(46.2) \quad P = (P_0 - P) S = P S \left(\frac{S}{f} \right)^2 \frac{v^2}{2}.$$

Ако се създаде изместване на буталото със скорост „ v “ отдолу нагоре и точка A отиде в A' , тогава в първия момент буталото, маслото и цилиндърът образуват едно твърдо тяло, което се плъзга нагоре, водено от паралелите K , и се получава $P > P_0$. Разликата в налягането ($P - P_0$) предизвиква преместване на част от маслото от горната в долната страна, докато се получи $P = P_0$. В този момент точката A остава в A' , цилиндърът спира до отвора M , следователно буталото се измества спрямо стените на цилиндъра и дължината L се увеличава на L' . Тъй като в първия момент на действие връзката между A и M е пряска на твърдо звено, казва се, че *копираният прототип* *на твърда връзка* с *променлива дължина*. Той намира приложение почти при всички регулировъчни системи, както и в регулатора на налягане при водните турбини (показан е на фиг. 46, 2).

в. *Регулатор на налягането*. Тук изместването на буталото 8 от катракта става чрез буталото 3 в силовия цилиндър, който получава флуид под налягане по тръбичките 1 и 4 , изпращан от съответен разпределител, който не е изобразен и чиято командване се извършва от друг възбудителен елемент. В долния край на буталния прът 7 се намира

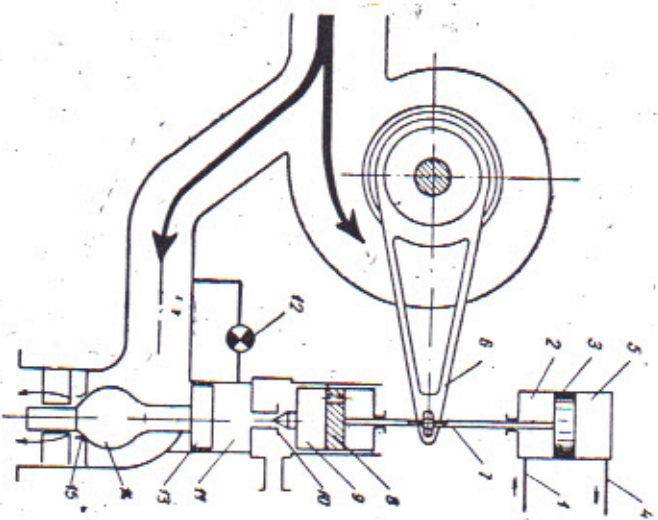


Фиг. 46.1

буталото 8 от катаракта, чийто цилиндър 9 се води праволинейно от околния кожух и е в състояние да отваря и затваря отворието 10 на пространството 11. Последното е свързано с напорния тръбопровод посредством нерегулируемия се дросел — блендата 12. Времетообразният клапан 14 се води от 13 и затваря отворието 15.

При внезапно разтоварване на турбината се подава флуид под налягане от тръбата 1, с което рамното (лост) 6 притваря дебита към работното колело на турбината, но същевременно буталото 8 и цилиндърът 9 образуват едно цяло в първия момент и освобождават отворието 10. Това води до намаляване на налягането в пространството 11, тъй като притокът през блендата 12 е по-малък от оттока през отвора 10 и клапанът 14 се отваря под действието на налягането в напорния тръбопровод. Това дава възможност на водата да се източи през отвора 15 и да не се образува нарастване на налягането в напорния тръбопровод вследствие внезапно затваряне на направляващите лопатки през лоста 6.

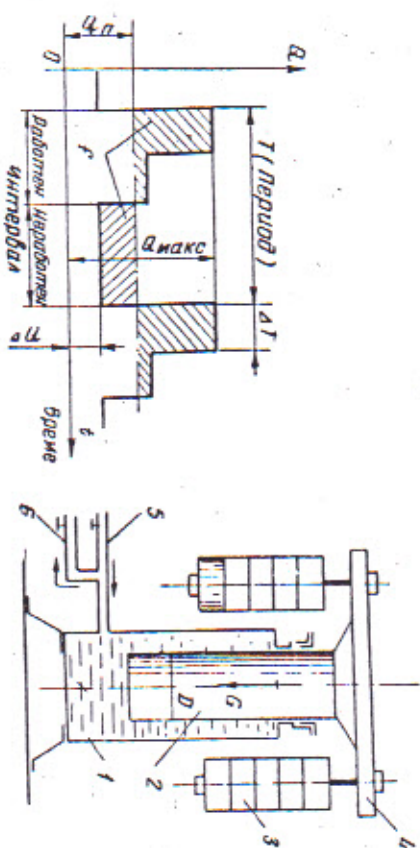
След кратък интервал от време — десетина секунди, налягането в горната и долната страна на буталото от катаракта се изравняват и цилиндърът 9 слиза под действието на собственото си тегло и затваря отвора 10. Товава дроселът 12 възстановява в пространството 11 налягане, равно на това в напорния тръбопровод, и под действието на собственото си тегло клапанът 14 бавно слиза и затваря отвора 15.



Фиг. 46.2

2. Аккумуляторът като хидростатично съоръжение намира приложение при променлива консумация. Той е предназначен да събира (акмулира) течност под налягане в моменти, когато консумацията е незначителна по отношение производителността на помпата, и обратно — да отдава същата, когато това е необходимо. Аккумуляторът компенсира също загубите от течност в хидросистемата.

Необходимостта от аккумулятор в една хидравлична система се илюстрира от графика на фиг. 46.3, където в граиците на един период на всеки хидравличен механизъм могат да се различат два интервала —



Фиг. 46.3

Фиг. 46.4

работен и неработен. За всеки от тях е необходимо известно количество течност, което е по-голямо през работния интервал. Ако в същата линия, диаграма консумацията на дебита представлява стъпаловидна линия, която се повтаря през известен интервал от време (период) T , за да

функционира механизмът, трябва помпата да осигурява максималния дебит Q_{max} за един кратък интервал от време ΔT . Този дебит не е необходим до края на периода и често пъти трябва да се покриват само загубите от пропуски ΔQ .

Ако в системата е включен аккумулятор, достатъчно е помпата да има дебит Q_m чувствително по-малък от Q_{max} . Дебитът Q_m се определя от равенството на широчините площи f , т. е. средната ордината. Явно е отгук, че за сметка на евтини и прости съоръжения, каквито са аккумуляторите, помпата ще бъде по-икономично-оразмерена по отношение на мощност и ще работи непрекъснато, докато трае работният процес, което е също предимство.

Аккумуляторите биват няколко вида: с тежести, пружинни или с въздух под налягане.

Хидравличен аккумулятор с тежести е изобразен на фиг. 46.4. Той се състои от цилиндър 1, в който е поместен плунжерът 2 с платформата 4, която носи тежестите 3. По тръбата 5 помпата нагнетява работната течност с налягане P , под действието на което плунжерът с ботната тежест се повдига и аккумуляторът се пълни с течност при налягане

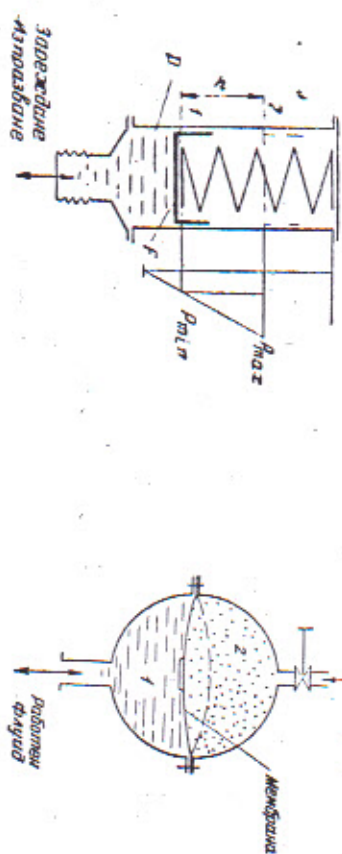
$$(46.3) \quad P = \frac{G}{S} = \frac{4G}{\pi D^2} \cdot Pa.$$

То се запазва постоянно и в това се състои голямото предимство на тези аккумулятори пред другите видове, т. е. стената на неравномерност е равна на нула.

Този вид аккумулятор намира приложение при хидравличните системи с големи дебита и по-специално при хидравличните преси. В оста-

налите случаи не е разпространен пред вид големите му габарити и тегло.

На фиг. 46.5 е показан хидравличен акумулатор с пружина, който се използва при работни налягания до $15 \cdot 10^5$ Па и най-често е пред-



Фиг. 46.5

Фиг. 46.6

назначен за компенсиране на загубите от пропуски. Ако свиването на пружината при зареждането на акумулатора е Δh , а постъпващият обем течност — ΔV , буталото с лице S ще се повдигне на същата височина: $\Delta h = \Delta V / S$. На усилението от пружината в началното и крайното положение P_{min} съответно P_{max} отговаря налягане на течността под буталото P_{min} респ. P_{max} . Ако се изрази усилението на пружината чрез произведението от Δh и пружинната константа C_1 , N/m, ще се получи

$$(46.4) \quad C_1 \Delta h = (P_{max} - P_{min}) S, N,$$

т. е.

$$\Delta h = \frac{P_{max} - P_{min}}{C_1} S.$$

Степента на неравномерност ξ , която при тези акумулатори се движи от 10 до 20 %, е

$$(46.5) \quad \xi = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_m} \cdot 100\%,$$

където

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2},$$

или формулата добива вида

$$(46.6) \quad \xi = 2 \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{max} + P_{min}} \cdot 100\%.$$

Напоследък въздушните (невмохидравличните) акумулатори са намерили най-широко разпространение в хидроавтоматиката; средат се акумулатори, при които течността и газът (обикновено азот) не са разделени помежду си, и такива, при които съществуват раздвоените предгради. В последния случай се употребява въздух. Преградата може да бъде бутало или еластична мембрана (фиг. 46.6) или такава, при която състеният въздух заема обема на еластична сфера. Ясно е, че налягането в пространствата 1 и 2 ще бъдат равни.

$$(46.7) \quad P \cdot V^{1.4} = \text{const.}$$

Необходимият обем въздух за зареждането на акумулатора при налягане P с достатъчна точност може да се пресметне по формулата за адиабатния процес.

ВОДНИ ТУРБИНИ И ТУРБОПРЕДАВАТЕЛИ

47. СЪВРЕМЕНИ ВОДНИ ТУРБИНИ

Водните турбини водят началото си от първата половина на XIX век с появата на козелото Сетнер и с това на Ойлер. Първото съществува и днес като пръскачка за паркове и градини, а второто има само историческо значение и се явява предвестник на разнигати се по-късно направлени апарати при реактивните водни турбини.

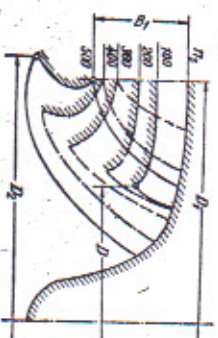
Първата промишлена турбина на Фурнейрон—Сафонов с реактивен принцип на действие и к. п. д. около 80% датира от 1830 година. Била е строена с вертикален вал, лагер-чета, разположен в отволния канал, и радиално центробежно действие на работното колело. След нея се редят голям брой турбини с активно и реактивно действие, докато в началото на нашия век се затвърдиха съвременните турбини, които носят имената на съответните изобретатели—*Пелтон*, *Фрэнсис*, *Процелер*, *Калман*, *Квинковски*—*Дервиз*, и се класират според специфичните обороти, определени от уравнение 14.21 в граници от 2 до 1000. Меридианните образи на лопатката от типа Фрэнсис с еднакъв входящ диаметър D_1 и различни специфични обороти са дадени на фиг. 47.1. Вижда се, че с увеличението на n , расте и височината B_1 , където се разполага направляващият апарат.

При активните турбини, какъвто е турбината Пелтон, цялата разполагаема енергия H , изразена в метри стълб от течността е под формата на скорост при изхода на дюзата, определена от

$$(47.1) \quad c_1 \approx 0,98 \sqrt{2gH},$$

а периферната скорост на точка от окръжността, към която е допирателната ося на струята, се дава от

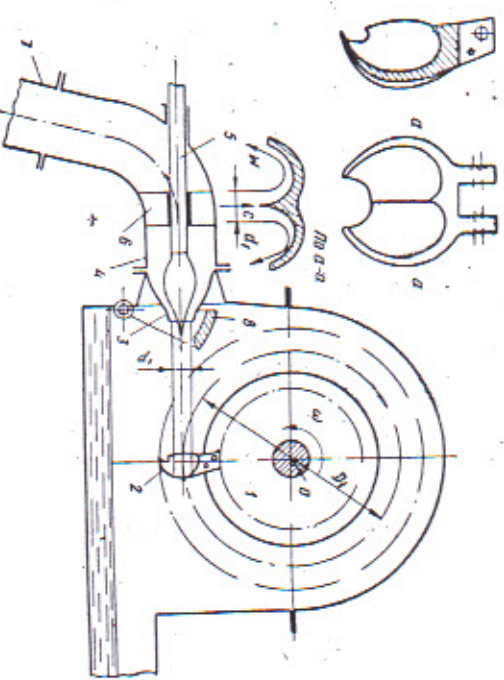
$$(47.2) \quad u_1 \approx 0,48 \sqrt{2gH}.$$



Фиг. 47.1

Следователно при пълно разтоварване на активната турбина нейните обороти могат най-много да достигнат удвоените нормални обороти и се наричат *пределаи*.

При входящия ръб на реактивните турбини с диаметър D_1 енергията е под форма на скорост и налягане. Последното ускорява потока в самия работен канал, затова при тази категория турбини пределните обороти растат с увеличаване на n . Докато при турбините Фрэнсис и Квин-



Фиг. 47.2

ковски—Дервиз пределните обороти са около 2,2 от нормалните, на турбини от тип процелер (неподвижни лопати) и Калман те достигат 2,8 от нормалните. За разлика от терминичните машини тук при хидравличните силови машини никога не се достигат безгранични периферни скорости.

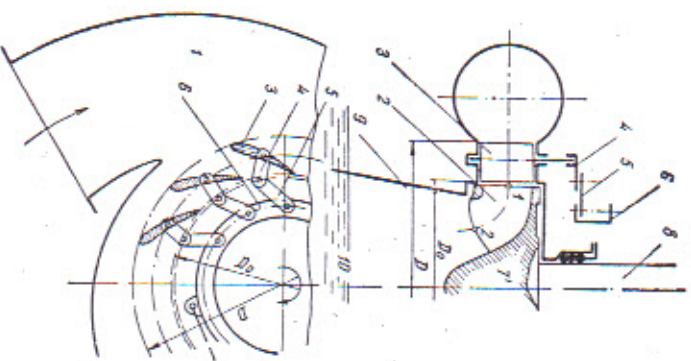
а. Турбината Пелтон работи на активния принцип и има специфични обороти от 2 до 28, строи се с частична атака, т. е. една, две, три или четири дюзи на едно работно колело, като върху един вал се монтира едно или две работни колела. Обичайно е ватът да бъде хоризонтален. Само в изключителни случаи при голям брой дюзи се прибегва към вертикален вал.

Дискът 1 с работните лопатки 2 (много на брой, показани на фиг. 47.2 в три проекции, е монтиран върху вала 0 и се върти по посока на ъгловата скорост ω , когато дюзата 3 е отворена, т. е. иглата 5 е изтеглена налямо и потокът е оформен от направляващия апарат 4. Ребрата 6 поддържа водещия лагер на иглата и същевременно съдействува за чисто меридианното изтичане през дюзата, понеже дори незначителното усукване на струята с диаметър d_1 води до разпръскване на течността и съответното намаляване на к. п. д.

Отклонителят 8 отстранява струята от работните лопатки в момент на внезапно разтоварване на турбината, тъй като, ако с иглата се притвори изващият поток от напорния тръбопровод 7, ще се създаде воден удар. След отклоняването на струята дюзата постепенно се затваря от

нилата, докато стане изравняване на двигателя и съпротивителен момент, като отклонителят излиза извън обсега на струята и заема първоначалното си изходно положение.

Турбината Пелтон е много разпространена у нас, понеже се строи предимно за високи падове, каквито преобладават в България. Най-високият използван пад досега е около 1800 м.



Фиг. 47.3

измененията на въртящия момент. Това представлява най-характерният белег на турбината Францис, която е много широко разпространена у нас.

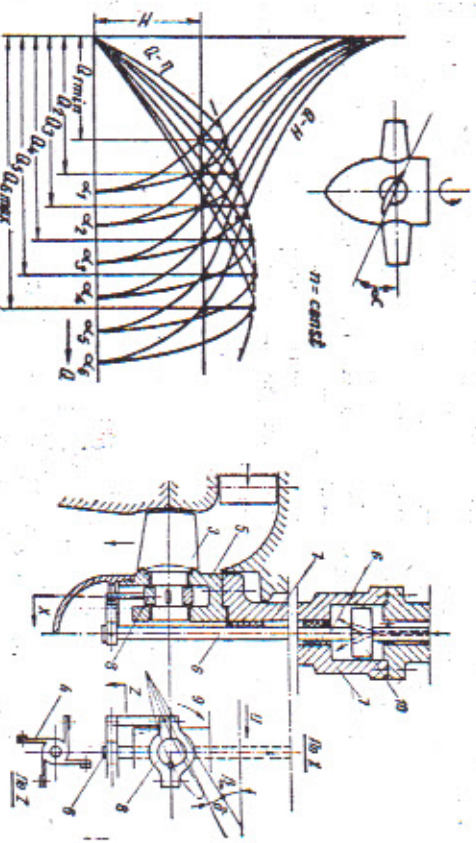
а. Турбината Каплан има специфични обороти от 400 до 1000. Тя представлява по принципа пропелерна турбина (посочена на фиг. 47.5), но с тази разлика, че лопатката с профил на Жуковски има възможност да се върти спрямо главината, т. е. въртят ѝ се променя. Това дава възможност максимумът на к. п. д. на турбината да се запазва в широк диапазон на изменение на мощността, което е изгодно за експлоатацията, както това е показано на фиг. 47.4 за работна машина от тип Каплан. Прекръсвателната линия представлява к. п. д. на машина Каплан.

Изменението на въртящия момент става автоматически посредством механизма, показан на фиг. 47.5. Лопатките 3 се носят от главината 5, която е хваната към вала 7. Шийката на лопатката е хваната посредством двуделна гривна 8, която не позволява на лопатката да излиза

около 1800 м.

б. Турбината Францис работи на реактивния принцип; има специфични обороти от 50 до 400 и намира приложение при падове от няколко метра до около 600, а дебитът се диктува от мощността, която достига напоследък стотици мегавати. Фиг. 47.3 дава схематична представа за турбина от този вид. Спираловидното тяло 1 довежда водата от напорния тръбопровод към работните канали 2 посредством направляващия апарат 3, чийто подвижни лопатки се командуват посредством лостовите 4, 5 и регулировъчния пръстен 6. Главината на работното колело 7 е хваната към вала 8, който в случая е с вертикална ос. Водата напуска работните канали 2 и влиза в дифузора 9, който превръща кинетичната ѝ енергия в налягане и същевременно я отвежда в отводния канал 10. От фигурата се вижда, че потокът променя направлението си в работните канали — влиза по радиуса и излиза по оста. Тази промяна в направлението води до съответни стени на каналите, наречени в две направления, т. е. те, наречени в две направления, т. е.

навън под действието на центробежната сила. Крутящата 4 заедно с лоста 6 позволява завъртане на лопатката по направление на стрелката 9, когато лостът 6 се измества нагоре под действието на маслото под налягане, изпитано в долната страна на буталото 10, чийто цил



Фиг. 47.4

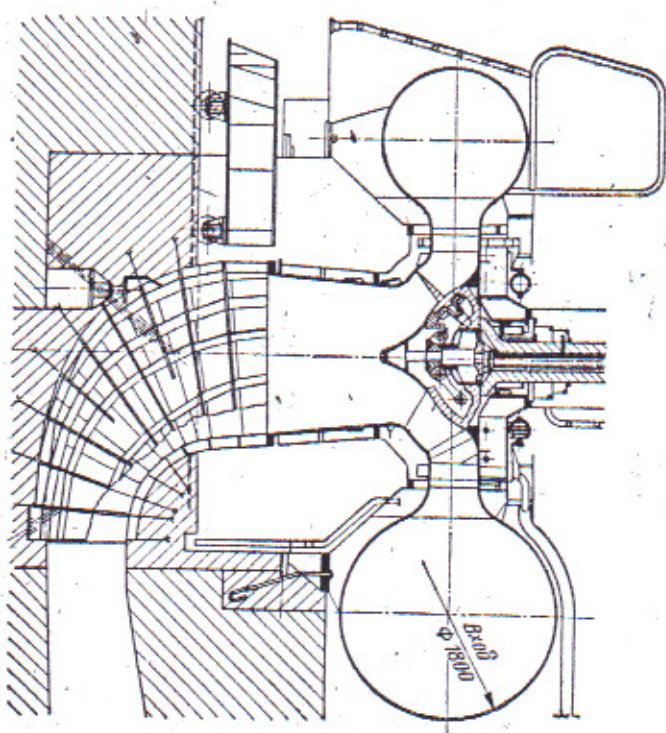
Фиг. 47.5

линдър се оформи във вала 7 между работното колело и лагера Митчел.

Съществуват конструкции, при които въпросният силов цилиндър се разполага в главината 2 на работното колело, както е показано на фиг. 47.6. Тази турбина на Escher Wyss има мощност 55 до 62 MW при нето пад 22,11 до 29 м и дебит от 286 до 232 m³/s; оборотите са 115,4 об/мин, а пределните — 290 об/мин. Основният натиск от работното колело е 780 тона, а лагерът Митчел е натоварен общо с 1300 тона. Означения: 1 — вал; 2 — главина; 3, 4 — работни лопатки и механизъм за установяване на командно масло; 5, 6 — силов цилиндър и бутало; 7, 8 — провеждане на командно масло; 9, 10 — долна и горна обвивка на колелото; 12 — преходна част; 13 — долен направляващ пръстен; 14 — предохранител на дифузора; 15 — направляващи лопатки; 16, 18 — лагери втулки; 17 — горна част на турбината; 19 — лост за завъртане на лопатките; 20 — укрепителен пръстен; 21 — укрепителна кутия; 22 — лагерен кожух; 23 — водещ лагер; 24 — улитинеста кутия; 25 — поимено приспособление; 26 — регулировъчен пръстен; 27 — планки; 28 — силов цилиндър; 29 — подпорна тръба; 30 — носеща главина; 31 — носещ пръстен; 32 — сегменти; 34 — носещ пръстен с тяло на лагера; 35 — горен водещ лагер; 36 — нивопоказателна тръба; 37 — тяло на лагера Митчел; 38 — радиални ребра; 39 — спирални цилиндри с винтово приспособление; 40, 41 — ротор и статор на генератора; 42 — носеща крушка; 43 — втулка; 44 — буталка; 45 — пелетгенератор; 46 — външна проследяваща втулка; 47 — отвесна тръба; 48 — пространство за събиране на натеклото през

улитненето масло; 48 — радиални отвори за отвеждане на маслото; 49 — събирател на маслото; 50 — зъбно колело с осигурителен дъст; 51, 52 — циркуляционни маслени помпи за датера Митчел и регулатора на турбината. Турбината Катлан намира приложение при много големи дебёти и променливи ниски падове, които достигат 80 т H_2O . Дебёта се диктува от мощността, която бива необходимостта метавата. В България се срещат предимно високопотожни центри със сравнително малки дебёти, затова турбината Катлан е разпространена много малко, докато в СССР тя има голямо приложение поради много изобилни реки и ниски падове.

По подобие на разглеждания механизъм за задвижване на лопатките при турбина Катлан се строи такава за задвижване подвижните лопатки и на пропелерни помпи; в случаи последните правично се наричат помпи и Катлан, при които автоматичното задвижване на лопатките е изостанено като неужно и заменено с ръчно.



Фиг. 47.7

2. Турбината Казимовски — Дерпаз, наречена още *диагонална турбина*, има реактивно действие и специфични обороти от 300 до 500 (фиг. 47.7). По меридианен образ тя наподобява турбина Францис, а по задвижване на лопатките от работното колело тя е от рода на тур-

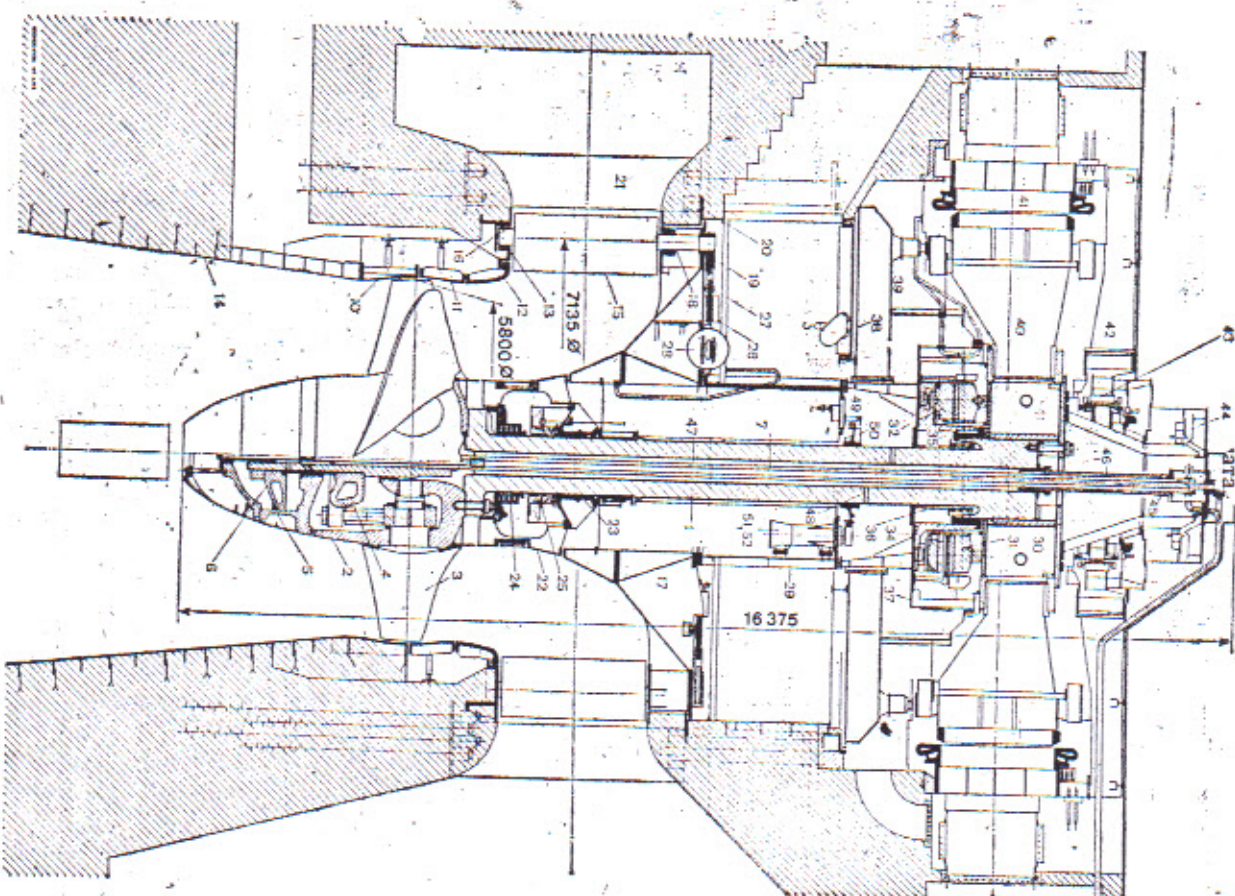


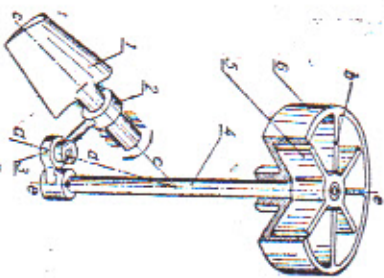
FIGURE 47.8

Фиг. 47.8

бини Каллан. Диагоналната турбина позволява да се работи при променливи надове, по-високи от 80 и достигайщи 150 м H_2O , където турбината Каллан не може да се приложи.

Завържването на лопатките на диагоналната водна турбина и а Дериаз е изобразено на фиг. 47.8. Тук оста e — е представлява същественно и ос на въртене на турбината, а e — оста на подвижната лопатка 1 от представеното на фигурата работно колело.

Лопатката е закрепена посредством оста 2 към главината на колелото. Посредством оста d — d , рамото 3 и оста 4 се създава връзка между 1 и пластинките 5 на пластинковия двигател с ротационно-вървяротно движение. Пластинките с форма на радиални ребра с обща главина са разположени в четирите сектора b , оформени във вътрешността на цилиндъра 6, и при това образуват едно цяло с оста 4. Съществува също съответно уплътнение между движещите се части една спрямо друга.



Фиг. 47.8

а с това се завърта и лопатката 1. Протинната посока на завъртане се постига чрез довеждане на fluids под налягане от другата страна на 5. Трябва да се отбележи, че всички показани на фигурата части са разположени в главината на работното колело и независимо от описаните движения те извършват вървяротно движение, определено от оборотите на турбината.

д. *Водни електрически центри (ВЕЦ).* Трансформирането на водната енергия в електрическа става във ВЕЦ, където са инсталирани машини от разглежданите типове, а трансформирането на електрическата или друг вид енергия във водна се извършва в помпните станции, които биват на помпни, отводнителни и водоснабдителни и.

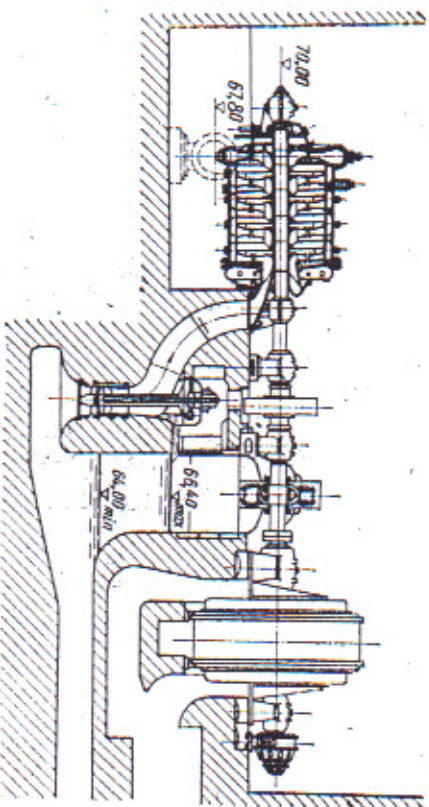
В зависимост от естеството на използваните води ВЕЦ се разделят на три главни категории:

- 1) центри на текущи води;
- 2) язовирни центри;
- 3) помпено-акмулиращи водни електрически центри (ПАВЕЦ).

У нас най-разпространени са тези на текущи и води, каквито са ВЕЦ „Мездра“, ВЕЦ „Самеоново“ и др. Те работят непрекъснато и помагат основния товар заедно с мощните термични центри на енергийната система, а върховете на последната се задоволяват от язовирните и ПАВЕЦ. Последните са много оправдани. България има засега само една на ПАВЕЦ, изградена в Рилската каскада.

В ПАВЕЦ се монтират на един вал турбина, генератор и помпа. Когато е нужна електрическа енергия, работят турбината и генераторът. Ношем, когато има излишък на електрическа енергия, произведена от

основните центри, работи помпата, задвижвана от електрогенератора, който работи като синхронен двигател, и водата се повдига от долното водохранилище в горното. На следващия ден същата вода повторно слиза и т. н.



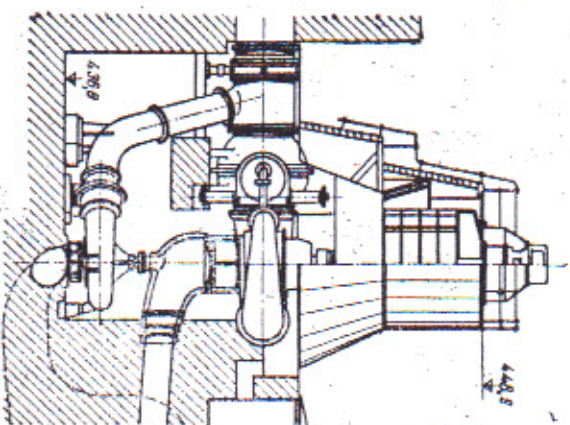
Фиг. 47.9

Когато силовата машина е от тип Пелтон, гравитацията е с хоризонтален вал, както е показано на фиг. 47.9. Тези центри наподобяват на ПАВЕЦ „Калин“ в Рила, където нивото на водата в долното езеро слиза много ниско и се налага повдигането и да става посредством помпна протекция помпа, показана на фигурата. При работа на турбината помпата се отсича от съединителя, а при работа на помпата роторът на турбината се върти във въздушна среда.

При реактивните турбини вътрешността на лопатката е вертикален вал. Тъй като опасността от кавитация при помпата е по-голяма, тя се поставя най-долу, над нея турбината и най-горе генераторът, както е показано на фиг. 47.10. Тук роторът на турбината, когато не работи, се върти във въздушна среда под налягане, определено от стъбна течност към смукателната страна.

В последно време тенденцията е в заместване на двете хидравлически машини с една обратора машина, т. е. вместо трикомпонентен агрегат да бъде двуконпонентен. Това е свързано с известна трудност по отношение посоката на въртене и к. п. д., който всякога бива по-нисък от този на трикомпонентния агрегат. По-ниската стойност на к. п. д. се дължи на трудността в проектирането на работно колело, чийто максимален к. п. д. да съответства както на точката на действие като помпа, така и на точката на действие като турбина. От друга страна, турбинното действие се основава на бруто пада минус хидравлически загуби в тробопровода и в самата турбина, а помпното действие — на същия бруто пад плюс хидравлически загуби в тробопровода и в самата помпа, т. е. турбинното действие отговаря на по-малък нето пад, а помпното — на

по-голям. Тъй като работното колесо е едно и също, следва увеличаване на оборотите при помпено действие или съответно увеличаване на периферната компонента чрез подходящо подбиране на ъглите β при дадена ръба на лопатката.



Фиг. 47.10

Известно е, че лопатката трябва да среща потока с тълън край на профилта. Ако това се спазва за турбинно действие, явява се подходящо за помпено, затова профилът се затъпява в даден край, което дава съвпадение на к. п. д. Трябва да се отчете, че двукомпонентният агрегат има к. п. д. с около 2 до 3% по-нисък от трикомпонентния.

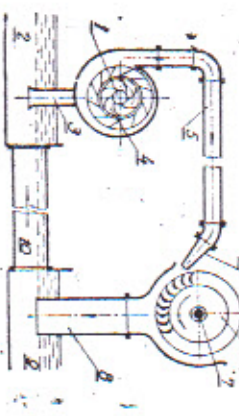
Изобретеният ВЕЛ използва водите на даден извор. Когато подаването на водата е във връзка с напояването, след като същата е минала през ВЕЛ, централата се нарича *енергийнонапоявателна*; в противен случай тя е само *енергийна*.

48. ТУРБОТРАНСФОРМАТОРИ И ТУРБОСЪЕДИНИТЕЛИ

В параграф 4, точка 6, е разгледан принципът на обмените хидро-предаватели, където се използва потенциалната енергия на флуида. При тях се работи със сравнително високи налягания, които изискват добри уплътнения, прецизност в изработката на отделните елементи и пр., поради което те не са намерили приложение при предаването на големи мощности.

На принципите на турбомашините са изградени *турбопредметелни*, наречени *хидродинамични*, в които се използва кинетичната енергия на течността, като наляганата са сравнително малки. В основата си турбопредметелите представляват съчетания между помпено и турбинно работно колесо, т. е. между работна и силова турбомашина, от които са запазени само някои работни елементи.

При турбопредметелите се осъществява еластична връзка между дадена вода, затова в известни случаи той се предпоставя пред твърдата връзка, каквато е например зъбната предавка. Те са приложени в началото на настоящото столетие най-напред в корабите за предаване на големи мощности, докато понастоящем турбопредметелите са обичайни за много транспортни средства, подежни, строителни, минни и друга техника.



Фиг. 48.1

Принципната схема на предметел от този вид е показана на фиг. 48.1. На вала 1 на помпеното работно колесо 4 е приложен момент M_p при обороти n_p , в резултат на което помпата черпи течност от резервоара 2 посредством скрутелни тръбопровода 3 и по напорния тръбопровод 5 я изпраща към работното колесо 6 на силовата машина. Дозата 11, която представлява направляващ апарат, изменя направляемостта на струята, и повишава кинетичната енергия на течността. Течността действа върху подходящо оформените лопатки на работното колесо, отдава енергията си и на вала 7 се получава въртищ момент M_r при обороти n_r . Обработилата течност се стича по отводната тръба 8 в резервоара 9 и през съединителната тръба 10 преминава в скрутелни резервоар на помпата, като по такъв начин потокът образува затворен кръг.

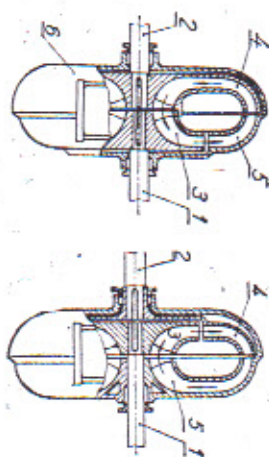
От изложението дотук се вижда осъществяната еластична връзка между вала на помпеното и вала на турбинното работно колесо. При налягане на оборотите n_r вследствие допълнителни натоварвания върху вала 7 и при постоянен режим на работа на помпата моментът M_r ще нарасне автоматически поради увеличената сила на налягане от струята върху лопатките на турбинното колесо. Естествено при $n_r = 0$, т. е. при затворен вал 7, моментът M_r ще добие максималната си стойност.

В разгледаната схема турбинното работно колесо е от активен тип, докато в същото се прилагат реактивни работни колесо.

Системата на турбопредметелите по фиг. 48.1 се нарича *отворена*, понеже флуидът има допир с атмосферата, за разлика от затворената система, при която елементите на помпата и турбината са монтирани в общо тяло и атмосферното налягане няма достъп до работните пространства. Понастоящем се прилагат почти изключително затворената система. *Турбоинжекционните* предметелни хидравлични предаватели, които изменят параметрите (оборот и въртищ момент) на предаваната механична енергия.

Схемата на хидравличен турботрансформатор е показана на фиг. 48.2. На входящия вал 1, наричан още първичен вал, е монтирано помпено

работно колело 3, а на водния или вторичния вал 2 — турбинното работно колело 4. Неподвижните лопатъчни канали 5, които са изпълнени в едно цяло с тялото на турбоотнаформатора, изпълняват функциите на дифузор за помпното работно колело и същевременно функциите на направляващ апарат за турбинното.



Фиг. 48.2

Фиг. 48.3

Турбино горене на превозното средство, този на парната турбина от плавателния съд и пр. се свързват с първичния вал 1 на помпното работно колело и при постоянни обороти n_p се отдава постоянен момент M_p , който, определен според главното турбинно уравнение, има вида

$$(48.1) \quad M_p = \frac{1}{g} (r_{2p} c_{u,p} - r_{1p} c_{u,p})$$

По подобие на горното уравнение, за момента M_T , получен в турбинното работно колело, се написва

$$(48.2) \quad M_T = \frac{1}{g} (r_{1T} c_{u,T} - r_{2T} c_{u,T})$$

При турбоотнаформатора е наличие направляващ апарат, в който става преразпределение на енергията на флуида. При това обикновено статичният пад (налягането) — преминава в динамичен, т. е. скоростен пад. Направляващият апарат поема също известен момент M_R , който се предава на тялото на предавателя, към което той е прикрепен. Този момент се нарича още реактивен и за установен режим на работа на турбоотнаформатора може да се напише равенството

$$(48.3) \quad M_T = M_p + M_R,$$

т. е. моментът на турбинното работно колело е равен на сумата от моментите на помпното работно колело и реактивния момент на направляващ апарат.

Друго съществено свойство на турбоотнаформатора, поради което той намира разпространение, е свойството му да изменя автоматически въртящия момент на двигателя и да го предава на турбинното работно колело в зависимост от приложенния върху него съпротивителен момент. По такъв начин режимът на работа на турбоотнаформатора се наглася към режима на работа на работната машина.

На основание изложеното в параграф 7 и ако се означат още с

P_T, η_T — мощността и к. п. д. на турбината;
 P_p, η_p — мощността и к. п. д. на помпата;
 i — предавателното число;
 K — коефициентът на трансформация на моментите, може да се напише

$$(48.4) \quad \eta = \frac{P_T}{P_p} = \frac{M_T n_T}{M_p n_p} = \eta_p \eta_T,$$

$$(48.5) \quad i = \frac{n_p}{n_T},$$

$$(48.6) \quad K = \frac{M_T}{M_p},$$

От горните три уравнения за общия к. п. д. за турбоотнаформатора се получава

$$(48.7) \quad \eta = i K.$$

Тук коефициентът на трансформация K обикновено е по-голям от единица, но е възможно той да бъде и по-малък от единица. В първия случай турбоотнаформаторът представлява реактор, а във втория — мултипликатор на оборотите.

На фиг. 48.4 е показана характеристиката на турбоотнаформатор, снета експериментално при $n_p = \text{const}$. От нея се вижда, че моментът на турбината M_T е по-голям от този на помпата M_p при обороти на вторичния вал n_T , по-ниски от тези на първичния — n_p . При обороти $n_T = 0$ моментът M_T е най-голям и превръща приблизително пет пъти M_p .

К. п. д. на турбоотнаформатора η варира в широки граници, като максималните му стойности се достигат при съотношения между оборотите n_T от 0,3 до 0,6, т. е. при i около 2.

Моментът M_p на първичния вал е постоянен и въз основа на уравнение 14.8 се представя с права, успоредна на абсцисната ос.

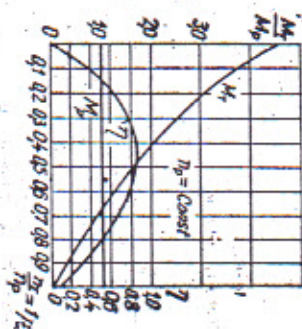
Ако помпното работно колело подава дебит Q при налягане H на турбинното колело, чийто к. п. д. е η_T , вторичният вал получава мощността P , определена от уравнението

$$P = \eta_T Q H \eta_T = M_T \omega_T = M_T \frac{2\pi n_T}{60},$$

или

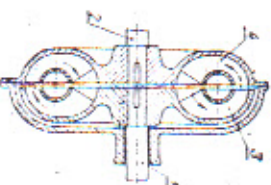
$$(48.8) \quad n_T = \frac{30}{\pi} \frac{e g Q H \eta_T}{M_T}$$

От горното се вижда, че оборотите n_T могат да се регулират както при постоянен M_T , така и при променлив, като се действа върху Q и H на помпното работно колело.



Фиг. 48.4

Хидравличният турбосъединител е такъв предавател на механична енергия, при който моментите и оборотите се предават без изменение. Ако направляващият апарат на турботрансформатора се завърти с един от валовете, неговите работни канали ще представят продължение на каналите на работното колело, с което се върти, и турботрансформаторът се превръща и турбосъединител. Това представлява частен случай и такива турботрансформатори-съединители са осъществени.



Фиг. 48.5

На фиг. 48.5 е показана схема на турбосъединител. Тук с 1 е означен първичният вал на помпното работно колело 3, а с 2 — вторичният на турбинното колело 4. Тъй като турбосъединителят предават първичния момент без изменение, направляващ апарат липсва и моментите на първичния и вторичния вал при установен режим на работа следва да бъдат равни ($M_p = M_T$), а $M_R = 0$, като моментът на турбинното колело е реактивен за помпното.

Работната течност, която осъществява еластичната връзка между двете колела, е в непрекъсната циркулация, а за да има еластична връзка, необходимо е оборотите на помпното работно колело n_p да бъдат малко по-големи от оборотите на турбинното n_T ; обикновено $n_T = (0.98 \div 0.96) n_p$. В противен случай центробежните сили в двете работни колела взаимно ще се уравновесят, няма да има циркулация, връзката между течността се разкъсва и не може да се осъществи предаване на момент от помпното на турбинното работно колело.

Това изоставане в оборотите на турбинното колело спрямо оборотите на помпното се нарича плъзгане ϵ и обикновено се дава в % спрямо оборотите на помпното колело, т. е.

$$(48.9) \quad \epsilon = \frac{n_p - n_T}{n_p} \cdot 100 \quad \dots \%.$$

Ако с P_p и P_T се означат мощността на вода на помпното, респ. турбинното колело, за к. п. д. на турбосъединителя се написва

$$(48.10) \quad \eta = \frac{P_T}{P_p} = \frac{M_T n_T}{M_p n_p} \dots$$

Отношението $\frac{M_T}{M_p}$ също както при турботрансформаторите представлява коефициентът на трансформация на моментите K , като при този случай може да се приеме $K \approx 1$ и по формула 48.10 с достатъчно приближение може да се напише $\eta = \frac{n_T}{n_p}$.

При въвеждането на предавателното число $i = \frac{n_p}{n_T}$ за η се получава

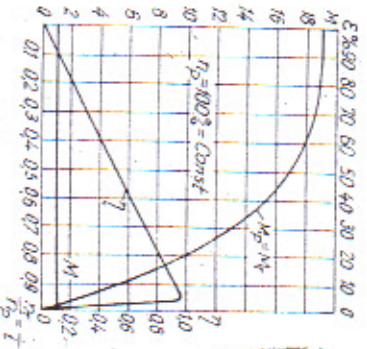
$$(48.11) \quad \eta = \frac{1}{i} = 1 - \epsilon \dots$$

От горните формули и от характеристиката на турбосъединителя, показана на фиг. 48.6, се вижда, че при режима, за който е изчислен, турбосъединителят ще получи максимални си к. п. д. η при $i \approx 0.95$ и колкото плъзгането ϵ е по-голямо, толкова по-нисък ще бъде η .

Трябва също да се отбележи, че к. п. д. на турбосъединителя е сравнително по-висок от този на турботрансформатора, тъй като при последния скоростите в меридианно направление са по-високи и освен това има направляващ апарат.

Кривата $M_R = M_T$ от същата характеристика дава равенството между моментите на помпното и турбинното работно колело. При потегляне, т. е. при 100% плъзгане, вторичният вал може да се претовари със значителен момент, стига съответният двигател да е в състояние да го поеме и предодолее. Првата M представлява номинален момент, при който е разчетен съединителят.

Като общо свойство на хидравличните турбопредаватели може да се каже, че те потеглят в много голяма степен колебанията на въртящите моменти. Това важи както за колебанията на моментите върху първичния вал, така и на тези върху вторичния, вследствие на което се предизвикват съответни елементи на работната машина, от преждевременно износване и счупване. Турбопредавателите също осигуряват голяма пластичност при потегляне и при всякакъв режим на работа, като в повечето случаи начините за управление на съответната машина се опроставят.



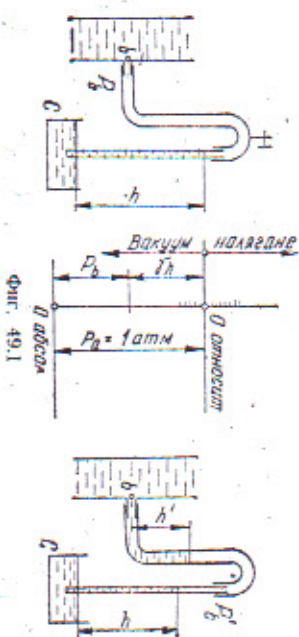
Фиг. 48.6

ХИДРОЕНЕРГЕТИЧНИ ИЗМЕРВАНИЯ И ЗАДАЧИ

49. ИЗМЕРВАНЕ НА НАЛЯГАНЕ, СКОРОСТ И ДЕБИТ

а. Измерване на налягането. За разлика от възприетия метод във физиката, където отчитането на налягането става всякога от абсолютната нула и се означава с p_a , в техниката се работи обикновено с относителната нула, за каквато служи атмосферното налягане. Налягане, пониско от атмосферното, се нарича вакуум или подналягане. То представлява разликата между атмосферното и абсолютното налягане. Налягане, по-високо от атмосферното, се известни още под името на надналягане или свърхналягане. Те представляват разлика между абсолютното и атмосферното налягане, означават се с $p_{\text{атм}}$ и се измерват с манометри, докато подналяганята се отчитат посредством вакуумметри, градуирани обикновено в тп Нг.

На фиг. 49.1 са показани абсолютната и относителната нула, както и посоките на отчитане свърхналягане и подналягане или вакуум. Много често се допускат грешки поради налягането на въздух или течност във връзката между измервателния уред и мястото, в което се измерва налягането, затова трябва да се изостри вниманието върху следното.



Фиг. 49.1

За определяне налягането p_a в т. b (фиг. 49.1) се напиева условие то за равновесието на системата в една точка от повърхността на течността в съда C , върху когото действа атмосферното налягане p_a , а именно

$$p_a = \rho g h + p_b$$

$$(49.1) \quad \rho g h = (p_a - p_b)$$

Тъй като атмосферното налягане се отчита посредством барометъра от абсолютната нула, приема се за начало на p_b също абсолютната нула, а стълбът течност h отчита понижението на налягането спрямо атмосферното налягане, т. е. вакуума $p g h$, и се нарича *подналягане*.

Ако се приеме, че установеното подналягане в точка b намалее, т. е. съответното абсолютното налягане се увеличи, тогава част от течността в тръбата се изкача на височина h' в непрозрачната съединителна връзка, която не се отчита поради незабелязване, и уравнението за равновесие на същата точка от повърхността на съда C и за налягането p_b в точката b се напиева

$$p_a = \rho g h + p_b' \text{ и}$$

$$p_b = p_b' + \rho g h';$$

$$(49.2) \quad (p_a - p_b) = \rho g h - \rho g h'.$$

От така получените две стойности за $(p_a - p_b)$ се вижда, че отчитането във втори случай само на h дава по-висока стойност за вакуума $(p_a - p_b)$ с произведението на $\rho \cdot g \cdot h'$.

Грешки от този род се правят и при отчитане на свърхналягане, защото трябва всякога преди отчитане да се извърши продухване на измервателната система чрез отваряне на кранче, поставено в най-високата точка на съединителната връзка.

Металните манометри отчитат налягането, спрямо нивото на което се намира центърът на тесния цилиндър или мембраната, ако са от мембранен тип, затова трябва да се държи сметка за стълба течност до точката, в която се търси налягането.

Металният вакууметър отчита подналягането в точката на измерване, връзката е пълна с въздух, а не с течност. За отстраняване на евентуалните грешки трябва *всякога* да се прави *продуване на уредите преди отчитането на показанието* и т.

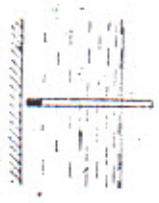
Парадокс при изпитване на пропелерни работни машини е при дебити, по-малки от нормалния, в смукателната страна да се констатира налягане, по-големи от статичното налягане, което действа в точката на отчитане на вакуума при спирна машина. Максимумът на това нереданно налягане се намира на разстояние от работното колело, почти равно на диаметъра на последното. Това максимално налягане прогресивно намалява към смукателния резервоар.

Високите налягания в смукателната страна се дължат на обратния поток в работното колело, т. е. връщане на флуида от нагнетателната страна към смукателната. Този поток е толкова по-съществен, колкото дебитът на машината, който тя дава в момента, е по-малък от нормалния дебит, за който тя е оразмерена.

При значително притяване на регулировъчния шибър се отчитат почти едни и същи налягания при смукателния и нагнетателния фланец, например 6 тп Н₂O, а явно се вижда, че помпата работи под напор от

около 0,5 м. В подобни случаи за точното построение на характеристиката $Q-H$ на машината трябва да се отчетат хидравличните загуби при нормален дебит, като се използват показанията на вакуумметра и статичното налягане при спрета машина. Чрез пренебрегването по уравнение 3.2 на H_0 за измерваните дебита се установява реалната стойност на енергията, с която флуидът дава към машината.

Констатации от този вид се забелязват при прегледни погледи и вентилатори, но никогата при машини на центробежен принцип.



Фиг. 49.2

Тези неточности в измерванията на налягането в смукателната страна са причина за налягането на инфлексна точка върху изобразяваните характеристики $Q-H$ на пропелерните работни машини (пар. 24).

6. Измерването на скоростта е необходимо за определяне на дебита. Показването на дебитометра дава възможност да се изчисли $K \cdot L$ на дадена хидравлична машина, както и да се прецени ефективното действие на известна инсталация.

Тук ще се разгледаат по-съществени начини, прилагани в практиката за измерване на скоростта на течности в движение по тръби и канали. *Посредством плавок.* Този метод е приблизителен и камири приложени при определяне скоростта в дадена река или канал. Разграничават се два вида плаваци — плываш и потопен (фиг. 49.2). Плавашният дава скоростта на повърхността, докато потопеният дава средната скорост по дадена вертикала. Ако се извърши измерването в няколко нива, тогава по напречното сечение на канала или реката, средната аритметична ще даде приблизително търсената средна скорост.

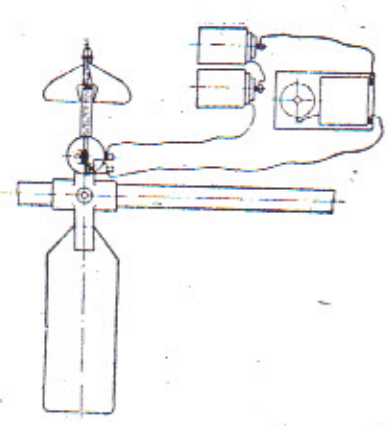
Нека l е изминатото от плавка разстояние за времето t в секунди. За да се намалят грешките при измерването, препоръчва се разстоянието l да се вземе от 40 до 50 м.

Хидрометрично (Волтманово) витло. Хидрометричното витло е известно под името Еотманово. То представлява пропелерно работно колело от вида на силовите машини. Оста на колелото завършва с безконечен винт (червяк), който задвижва червячно колело. Предавателното число е обикновено 1:50 или 1:100. Върху червячното колело има палец, който е в състояние да пропусне ток в дадена електрическа верига в момента, когато в движението си дойде в контакт с неподвижна пласстинка, свързана с електроелемента.

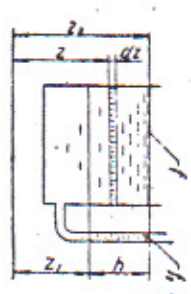
Принципът на действие почива върху завъртането на колелото на въртова скорост ω от движещата се вода със скорост c . Тъй като колелото действувва като силова машина, на по-голямата скорост c ще съответствава и по-голяма въртова скорост ω . Колето хидрометричното витло направи 50 или 100 оборота в зависимост от новата конструкция, червячното колело ще се завърти един път и стрелката на външния във веригата галаванометър ще даде съответното отклонение. За източник на ток служи електроелемент (фиг. 49.3).

Конструкцията тарифар витлата и дават уранения за определяне на скоростта c като функция от оборотите n на витлото за една секунда. Тарифарното на витлото става по обратен път, като с известна скорост целият станок на витлото се движи в неподвижна вода, при което

се отчитат същевременно и оборотите на витлото в секунда. При различни скорости има и съответно различни обороти, което позволява да се очертае кривата на тарифарето. Чрез изследването на кривата се установява и съответният математичен израз за тарифарето.



Фиг. 49.3



Фиг. 49.4

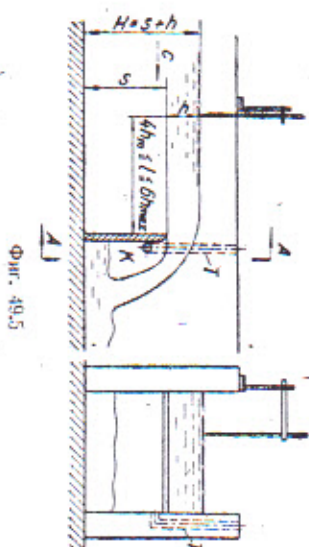
а. За измерване на дебита съществуват няколко метода.

Тарифар съд. Измерването количество се извършва в съд или се изкача от съда, който елементарен обем, определен с височината и напречното сечение, остава постоянен с нарастване на времето и същевременно не се деформира под действието на течността. Също така за различните височини z на свободното водно ниво обемът на съда трябва да бъде известен и определен от геометрияното отчитане на височината z . Такъв резервоар се нарича тарифар. Той отчита водното количество за хронометрирано време, откъдето лесно се намира дебитът. При измерването трябва да се държи сметка за неплътността на съда, изпарението и действието на вятъра, особено при резервоари с голяма площ — фактори, които могат да внесат съществена грешка в измерванията.

Измерванията се опроставят значително, когато тарифарният съд има постоянно напречно сечение по продължение на погълвящата му височина. Подходящо е в случая да се вземе цилиндричен съд с вертикална ос, при който водното ниво се отчита с водопоказателно стъкло (фиг. 49.4). Като директен начин за измерване на дебита е отчитането му по средством дежимал, върху който е поставен резервоар с произволна форма. Неръзмесено този начин намира приложение при много малките дебита, като при това е необходимо точното определяне на специфичното тегло на течността.

Водомер. Той е съчетание между силово работно колело и часовников механизъм, който отчита протежното количество флуид за броя на извършените обороти. Еталонирването му се извършва, чрез прокарване през него на определени количества флуид. Той намира приложение предимно при малките дебита — например за домакински нужди и др.

Преливници. Преливниците представяват преградни стени, монтирани в потока със свободна повърхност, през които прелива течността, както е показано на фиг. 49.5. Дебитът се изчислява по уравнението



Фиг. 49.5

$$(49.3) \quad Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh}$$

където b представява широчината на свободно падащата струя. Когато b е равно на широчината на канала B , казва се, че преливникът е без странична контракция. В противен случай, именно $b < B$, преливникът е със странична контракция. Коэффициентът на дебита μ има определена стойност за всеки конкретен случай и се изчислява по съответни изрази [26].

При $b < B$

$$\frac{b}{B} \leq h \leq 800 \text{ mm}; \quad s \geq 300 \text{ mm}; \quad b \geq 250 \text{ mm};$$

$$h/s \leq 1; \quad 0,3 \leq b/B \leq 0,8; \quad h \text{ mm};$$

$$(49.4) \quad \mu = \left[0,57 + 0,037 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{3,615 - 3 \left(\frac{b}{B} \right)^2}{1,6 + h} \right] \left[1 + 0,5 \left(\frac{b}{B} \right)^4 \cdot \left(\frac{h}{h+s} \right)^2 \right]$$

При $b = B$

$$25 \leq h \leq 800 \text{ mm}; \quad h \text{ mm};$$

$$s \geq 300 \text{ mm}; \quad h/s \leq 1;$$

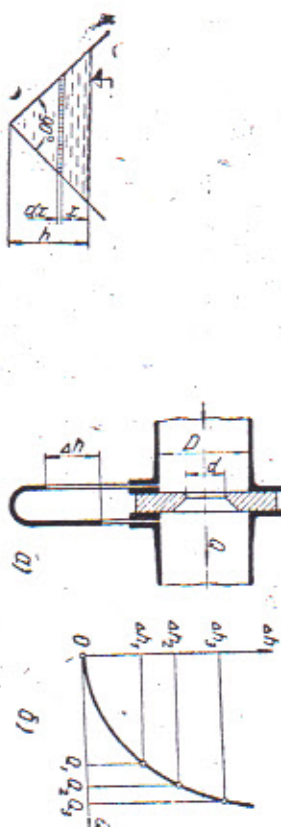
$$(49.5) \quad \mu = 0,615 \left[1 + \frac{1}{1,6 + h} \right] \left[1 + 0,5 \left(\frac{h}{h+s} \right)^2 \right]$$

При преливници без странична контракция трябва да се вентилира пространството K посредством тръбата T . В противен случай в K се образува подналягане, което води до погрешни отчитания в дебита.

Обичайно преливниците имат напречен разрез на струята по $A-A$ във форма на правотъгълник. Когато дебитът е много малък, употребява се преградна стена с триъгълна форма, при което незначителният дебит

води до големи стойности на h (фиг. 49.6), а отгук и до по-голяма точност при отчитането.

Освен чрез аналитичната зависимост 49.3 дебитът може да се определи с преливника и посредством експериментално получена тарировка



Фиг. 49.6

Фиг. 49.7

въвща крива. Последната се начертава, като по обежен начин се измерва дебитът на течността и тя се остави да премината през преливника, докато се установи височината h . Това дава една точка от търсената крива. Опитът се повтаря за различни дебити, което дава съответен брой точки, а отгук и самата крива на тарировка, начертана клячова крива.

Тръба на Вентури. Тръбата на Вентури се състои от конвергентна и дивергентна тръба, поставени на тръбопровода, където ще се измерва дебитът. За да се намалят хидравличните загуби, препоръчва се дължината на конвергентната част да бъде колкото се може по-малка. Принципит на действие почива върху закона на Бернули. Този начин на измерване на дебита не намира приложение при хидротехническите съоръжения, главно при ВЕЛ, тъй като манометричните загуби на тръбата на Вентури са значителни.

Дифрагма (бленда). Тръбата на Вентури често пъти е неправилна поради дължината си и се заменя с дифрагма, изработена от стоманена ламарина съгласно съответни норми и монтирана между два фланца на тръбопровода, където противна измервателна течност. Дифрагмата има отвор в средата, който е по-малък от светлин отвор на тръбата и създава загуби при протичането на течността. Ако се прекратят различни дебити и за всеки се отчете разликата в налягането Δh между предната и задната страна на блендата, ще може да се очертая съответната крива, начертана крива на тарировка, посредством която може по обратен път да се отчете дебитът при дадена стойност на Δh , както е показано на фиг. 49.7 [26].

50. ИЗМЕРВАНЕ НА МОЩНОСТТА, ВЪРХУ ВАЛА И К. П. Д.

Мощността върху вала на машината се диктува от плътността ρ , дебита Q и нето пада H за силова машина или манометричната височина H за работна машина. В случай H представлява разликата в енергията между входа e и изхода s за силовата машина и между изхода s и

изходящия фланец 3 за работната машина (фиг. 1.3 и 1.4). Тук за изхода на силовата машина се взема точка s в отводния канал, понеже дифузортът представлява неразделна част от самата машина, докато смукателната тръба на помпата представлява част от инсталацията. Смукателната тръба за дадена помпа може да бъде дълга при един случай 2 до 3 метра, а при друг — 20 до 30 метра, затова работната машина се ограничава от двата фланца — на входа e и на изхода s .

Методите за измерване мощността върху вала на машината, наречена още *ефективна мощност*, са шест. Първите четири намират приложение при силовите машини, а последните два — при работните.

а. Спиратка на Прони, наречена още механична спиратка, която се състои от две челюсти и едно рамо, върху чийто край могат да се окачат тежести. Челюстите обхващат спиратката шайба (барбан), монтирана върху вала. С притискане на челюстите се създава триещ момент, който изравнява двигателния момент на силовата машина — в случая водната турбина. Този момент се определя от произведението на поставеното тегло в края на дъгата и дължината на последния от центъра на тежестта на тежестите до вертикалната, която минава през оста на барбана. Този начин намира приложение при малки мощности — например до 40 kW. Ако челюстите на спиратката са охлаждени, може да се достигне мощността 200 kW.

б. Хидравлична спиратка, която се състои от ротор и статор. Последният е поставен на лагеря и може да се върти спрямо тях, както и роторът е поставен на лагери върху статора и може да се върти спрямо последния. Роторът и статорът са снабдени с дискове или шинове, които при движението си минават един между друг.

Ако във вътрешността на статора се налее вода, вследствие на триенето статорът се удряна от ротора. Задръжкането на статора в равновесие чрез окачване на тегло G на разстояние L от оста на въртенето определя съпротивителния момент на спиратката, който пък е равен на абсолютната стойност на двигателния момент M при положение, че вертикалната през центъра на тежестта на статора минава през оста на въртенето. Ако n е броят на оборотите в минута, тогава ъгловата скорост ω и моментът дават ефективната мощност

$$(50.1) \quad P = M \omega = L G \omega = \frac{\pi n}{30} L G.$$

Този израз важи и за механичната спиратка.

в. Пенделгенератор, чийто статор е поставен на лагери и може да се завърта в една или друга посока на известен ъгъл около оста на машината като хидравличната спиратка. Това позволява да се измерва по-лесният реактивен момент при действието на генератора. За разлика от хидравличната спиратка тук реактивният момент има посока, противоположна на въртенето на ротора. Измерването на момента става по същия начин, както и при хидравличната спиратка.

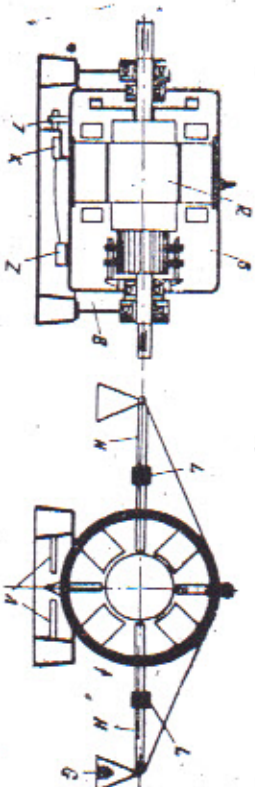
Моментът, определен по един от горните три начина и умножен със съответната ъглова скорост на машината, дава търсената ефективна мощност.

2. Тарирен генератор, т. е. генератор, на който се познава к. п. д. в зависимост от товара му. Чрез отчитане на мощността върху клемите на генератора, който е директно свързан със силовата машина, и измерване под внимание неговия к. п. д. се намира мощността върху вала. Този начин намира приложение и при много големи мощности, докато първите три задоволително само лабораторни нужди.

При работните машини ефективната мощност или мощността върху вала не може да се измерва посредством спиратката на Прони, нито пък с хидравличната спиратка, тъй като те консумират механична енергия, както и самата работна машина. В случая се работи посредством пенделгенератора и тарирен електродавател.

д. Пенделелектродвигател има устройство, напълно идентично с пенделгенератора. На фиг. 50.1 е показана скица от правотоков пенделелектродвигател, върху който е означено: R — роторът; S — подвижният статор заедно с лагерите за ротора; B — основата или тялото с лагерите за статора; A — ограничител за завъртането на статора; H — рамена за окачване на теглото G при ляво и дясно въртене на ротора; L — центровъчни тегла; Z — подаване на ток; K — клемите за електропроводниците.

Пенделелектродвигателът и пенделгенераторът се наричат още *електрически динамометри*.



Фиг. 50.1

е. Тарирен електрогенератор, при който се работи, както при тарирания генератор.

η_G е к. п. д. на генератора;

P_G — к. п. д. на електрогенератора;

P_G — мощността върху клемите на генератора;

P_D — мощността върху клемите на електрогенератора;

P — мощността върху вала на силовата или работната машина.

$$(50.2) \quad P = P_G / \eta_G.$$

За работна машина

$$(50.3) \quad P = P_D \cdot \eta_D.$$

Освен разглежданите мощността и к. п. д. съществуват още брутото мощността P , която се дължи от геодезичната височина H^b или брутото пада и от к. п. д. на инсталацията η_i , а именно:

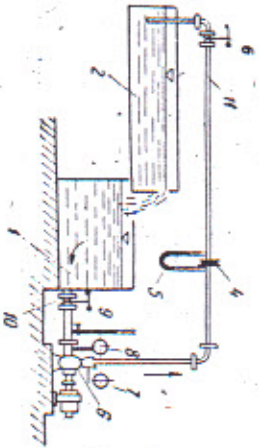
(50.4)

$$P = \frac{\rho g Q H^b}{1000}, \text{ kW}; \quad \eta_i = \frac{P}{P'}$$

работна машина

$$P' = \frac{\rho g Q H}{1000}, \text{ kW}; \quad \eta_e = \frac{P}{P'}$$

При извършване на разните видове измервания е необходимо отчитането на показаните на уредите при установена точка на действие да се извърши в интервал, в който няма изменения, по-големи от 3% от средния товар. Измененията на манометричната височина не трябва да надвишават 2% от средната такава. Когато се отнася до измерването на броя на оборотите, то не трябва да надвишава 1% от средната стойност. При изпробването на модели, които ще служат за построение на даден орбитал, точността при определяне стойността на к. п. д. за модела е в граници от $\pm 0,5\%$, когато работното колело е с диаметър около 460 mm. Последният се въвежда диаметър 320 mm. Уреда от най-обикновен вид за изпитване на турбопомпи е показан на фиг. 50.2. Помпата 6 черпи вода от резервоара 1, когато шибърът 10 е отворен и я изпраща в резервоара 2 посредством напорния тръбопровод 11. Количеството на протеката през инсталацията течност се регулира посредством шибъра, монтиран в края на тръбопровода 11. Дебитът се измерва посредством блендата 4 и диференциалния U-манометър 5. Натягането на течността при изхода на помпата се измерва чрез манометра 7, а подналягането при входа на помпата — посредством вакуумметра 8.



Фиг. 50.2

Двата начина, а даже и чрез вместимост при малките дебита, тъй като резервоарът 2 е тариран до презливниковия ръб. Така течността в уреда бита се движи в затворен кръг.

51. ТИПОВИ ЗАДАЧИ

Освен разглежданите задачи в параграфите 11, 14, 28, 34, 39 и 42, представяват ви-терес още следните типови задачи:

1. Задача. Прав хоризонтален тръбопровод с вътрешен диаметър $D=200$ mm и дължина $L=500$ m излиза от резервоар, нивото на водата в който се намира на височина

$H=60$ m от оста на тръбата. Посрежната с начало l в стената на резервоара и край 2 има коефициент на триене $\lambda=0,02$ и коефициенти на местни съпротивления: в началото $\xi_1=2$ и в края $\xi_2=1$.

Да се определи скоростта c_2 в напречното сечение на изхода и дебитът Q , като се приеме, че коефициентът на скоростта $\varphi \approx 1$ и коефициентът на дебита в същото сечение $\varphi \approx 0,7$.

Решение. Енергията H_2 в m стълб от течността, която диктува скоростта на изтичането и самия изход, се дава от разликата енергия H в m стълб от течността и хидравличните загуби H_p също в m стълб от течността, а именно $H_2=H-H_p$:

$$H_2 = H - \left(\lambda \frac{L}{D} + \xi_1 + \xi_2 \right) \frac{c^2}{2g}$$

Тук $c \approx c_2$; $\xi_2 = \varphi \sqrt{2g} \cdot H_2$; H_2 ; $\varphi \approx 1$;

$$H_2 = H - \left(\lambda \frac{L}{D} + \xi_1 + \xi_2 \right) \frac{c_2^2}{2g}$$

$$H_2 = H - \left(\lambda \frac{L}{D} + \xi_1 + \xi_2 \right) \cdot H_2$$

$$H = \frac{60}{1 + 0,02 \cdot \frac{500}{0,2} + 2 + 1} = 1,11 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$c_2 = \sqrt{19,62 \cdot 1,11} = 4,66 \text{ m/s};$$

$$Q = \mu \frac{\pi D^2}{4} c_2 = 0,7 \cdot \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} \cdot 4,66 \approx 0,102 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Решението се получава още по графо-аналитичен път, като за целта се построава кривата за H_p по фиг. 3.3. Пресечната точка на същата с абсолютната ос дава търсения дебит $Q_{\text{изд}} \equiv Q$ за случая на фигурата. Скоростта c_2 се намира от израза

$$c_2 = \frac{4 Q_{\text{изд}}}{\pi D^2}$$

като несъмнено трябва да се приеме за $\mu \approx 0,7$.

II задача. Да се определи дебитът, даден от помпата, която засмуква вода от съвкупен резервоар A и я изпраща в нагнетателния резервоар B посредством хоризонтална тръба с вътрешен диаметър $D=600$ mm, дължина $L=8000$ m и коефициент на триене $\lambda=0,02$, а местните загуби се пренебрегват. Нивото на водата в двета резервоара е на нота $+5$ m, конвектираната от помпата мощност е 1300 kW и к. п. д. на помпата— $0,65$. Решението. Тук манометричната височина на помпата в m стълб от течността се дава най-точно от хидравличните загуби:

$$H = H_p - \lambda \frac{L}{D} \frac{c^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{8000}{0,600} \cdot \frac{16Q^2}{19,62 \cdot 0,6^5}$$

$$H = H_p = 170 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$P = \frac{\rho g H Q}{1000} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 170 \cdot Q^2}{1000 \cdot 9} \text{ kW};$$

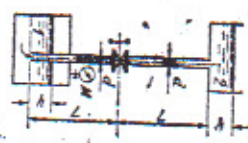
$$Q^2 = \frac{9,81 \cdot 170}{9,81 \cdot 170} \cdot \frac{0,65 \cdot 1300}{9,81 \cdot 170} = 0,507;$$

$$Q = 0,797 \text{ m}^3/\text{s}.$$

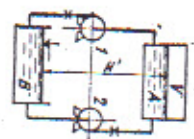
III задача. Водата от затворения резервоар 1 се подава към отворения резервоар 2 (фиг. 51.1) посредством тръбите с вътрешен диаметър $d=25$ mm, дължина $L=3$ m, височина $h=0,5$ m и налягането в резервоара 1, отчитано с манометра М.

Пита се какво трябва да бъде налягането H в м. стълб от течността, за да протече дебитът $Q=1,5$ dm³/s, ако коефициентът на местните загуби бъде общо $\zeta=12$, а в тръбите тръбен $\lambda=0,03$.

Решение



Фиг. 51.1



Фиг. 51.2

$$H = (L - h) + L + h + \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{2l}{d} \right) \frac{v^2}{2g} =$$

$$= 2 \cdot 3 + \left(12 + 0,03 \cdot \frac{6}{0,025} \cdot \frac{16 \cdot 0,0015^2}{19,62 \cdot 9,87 \cdot 0,025^5} \right) =$$

$$H = 15,13 \text{ m H}_2\text{O} = 15,13 \text{ p.g., N/m}^2$$

където p е плътността на съответната течност, kg/m³.

IV задача. Да се определи в Pa манометричната височина на помпа, чийто входно и изходно сечение са равни и при която измервателните уреди показват:

манометърът при изходния фланец $M_2=4,5$ kg/cm²; вакууметърът при входния фланец $V_1=0,368$ m Hg; геометричната височина между точките, в които се извършват измерванията, е равна на $\Delta Z=362$ mm и плътността $\rho=1000$ kg/m³.

Решение. Според уравнение 1.9 първият член от лявата е равен на нула, а за останалите се намира

$$H = 4,5 \cdot 10 + 0,368 \cdot 13,6 + 0,362 = 50,362 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$E = p \cdot g \cdot H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 50,362;$$

$$p = 4,95 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

V задача. В затворения резервоар А от фиг. 51.2 се поддържа постоянен вакуум $V=8$ m H₂O, а резервоарът В е открит и върху водната повърхност действа атмосферното налягане. Покривният помпата I водата се сваля от А в В, а през 2 се подава от В метър $d=50$ mm, коефициентът на местни съпротивления $\zeta=12$ и коефициентът на триен $\lambda=0,03$.

Иска се определение на манометричната височина H_1 и H_2 в m H₂O на всяка една от помпите при циркулиращ дебит в системата 7 dm³/s, като се има пред вид, че геометричната височина H' между нивата на водата в двата резервоара е 6 m с еднакви диаметри при входа и изхода на помпите.

Решение. Изчисляването на хидравличните загуби дава

$$H_0 = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \zeta \right) \cdot \frac{16 Q^2}{2g \pi^2 d^5};$$

$$H_0 = \left(0,03 \cdot \frac{10}{0,05} + 12 \right) \cdot \frac{16 \cdot 7^2 \cdot 10^{-6}}{19,62 \cdot \pi^2 \cdot 0,05^5} = 11,65 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$H_1 = V - H' + H_0 = 8 - 6 + 11,65 = 13,65 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$H_2 = H' - V + H_0 = 6 - 8 + 11,65 = 9,65 \text{ m H}_2\text{O}.$$

VI задача. Центробежна помпа има следни диаметри при входа и изхода и по всяко налягане при налягането фланец $M_2=2,9$ m Hg, вакуум при всасвателния фланец $V_1=0,3$ kg/cm², геометричната височина между точката на отпъване вакуума и центъра на помпата на манометра $\Delta Z=350$ mm, консумира мощност $P=15$ kW, има к. п. д. 0,5 и работи с течност $\rho=1000$ kg/m³.

Иска се определение на манометричната височина или енергията E в Pa и дебитът Q в m³/s.

Решение. Според уравнение 1.19 първият член е нула и се намира

$$E = p \cdot g \cdot H = p \cdot g \cdot (H_0 + H_1 + \Delta Z);$$

$$p = 1000 \cdot 9,81 (2,9 \cdot 13,6 + 3 + 0,35) = 4,2 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$P = \frac{p \cdot g \cdot H Q}{1000 \gamma} = \frac{p \cdot Q}{1000 \gamma} \text{ kW};$$

$$Q = \frac{1000 \gamma P}{p} = \frac{1000 \cdot 0,6 \cdot 15}{4,2 \cdot 10^5} = 0,021 \text{ m}^3/\text{s};$$

VII задача. Да се определи манометричното налягане или енергията E в Pa и к. п. д. на проточната помпа, която работи с вода и изпраща 0,2 m³/s на геометричната височина $H'=7$ m по тръбопровода с вътрешен диаметър $d=275$ mm, като се отчитат само местните загуби, чийто коефициент $\zeta=15$, консумираната от помпата мощност $P=42$ kW и диаметрите при входа и изхода на помпата са еднакви.

Решение. Според уравнение 3.6 се намира

$$E = p \cdot g \cdot (H' + H_0);$$

$$H_0 = \zeta \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{2g \cdot \pi^2 \cdot d^5} = 15 \cdot \frac{16 \cdot 0,2^2}{19,62 \cdot 9,87 \cdot 0,275^5} = 8,68 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$p = 1000 \cdot 9,81 (7 + 8,68) = 1,54 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$\eta = \frac{p \cdot Q}{1000 \cdot P} = \frac{0,2 \cdot 1,54 \cdot 10^5}{1000 \cdot 42} = 0,733.$$

VIII задача. При изследването на центробежната помпа с диаметър при изходния фланец $D_2=350$ mm и при изходния фланец $D_1=300$ mm се установява следното: дебит $Q=0,230$ m³/s, вакууметър $V_1=150$ mm Hg, манометър $M_2=25$ kg/cm², геометричната височина между точката, в която се отчита вакуумът и центърът на помпата на манометра, $\Delta Z=0,75$ m; едновременно с к. п. д. 0,92 консумира 760 kW. Иска се определение на манометричното налягане или енергията E в Pa и к. п. д. на помпата.

Решение. Според уравнение 1.9 тръбен първо да се изчисли коефициентът на триен, въвеждайки налягането в тръбата между входа и изхода с на помпата:

$$\zeta = \frac{4Q}{\pi \cdot D_1^5} \approx 2,4 \text{ m/s}; \quad \zeta = \frac{4Q}{\pi \cdot D_2^5} \approx 3,24 \text{ m/s};$$

$$E_k = p \cdot \frac{\zeta_1^2 - \zeta_2^2}{2} = 1000 \cdot \frac{3,24^2 - 2,4^2}{2} \approx 2350 \text{ Pa};$$

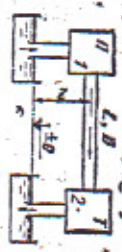
$$M_2 + V_1 + \Delta Z = 25 \cdot 10 + 0,150 \cdot 13,6 + 0,75 = 252,79 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$E = p \cdot 2350 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 252,79 = 2482220 \text{ Pa};$$

$$P_k = \frac{p \cdot Q}{1000} = \frac{2482220 \cdot 0,230}{1000} = 571 \text{ kW};$$

$$P = 0,92 \cdot 760 = 700 \text{ kW};$$

$$\eta = \frac{571}{700} = 0,816.$$



Фиг. 51.3

IX задача. За определянето на даден химико-технологичен процес се налага дебитът на помпа и водата турбинна съгласно показванията на схемата на фиг. 51.3, където $Z=0$ и тръбопроводът с вътрешен диаметър $D=400$ mm и дължина $L=1500$ m има само линейни хидравлични загуби, при които коефициентът на триен $\lambda=0,03$. Търсят се в

Ра наляганата P_1 и P_2 в началото и в края на тръбопровода, както и загубената теоретична мощност в същото, ако през помпата протича дебитът $Q=0,200 \text{ m}^3/\text{s}$ и ако теоретичната мощност на същата $P_{\text{т}}=295 \text{ kW}$.

Решение. Тъй като тръбопроводът е хоризонтален, налягане се изразява

$$P_1 = P_2 + \rho g H_v \quad \text{или} \quad P_2 = P_1 - \rho g H_v$$

Ето налягането P_1 се изчислява от теоретичната мощност, за която се намира

$$P_{\text{т}} = 295 = \frac{P_1 Q}{1000} \quad ; \quad P_1 = \frac{1000 \cdot 295}{0,200} = 14,75 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$H_v = \frac{\lambda L}{2g \cdot \pi^2 D^5} Q^2 = \frac{0,03 \cdot 1500 \cdot 16 \cdot 10^{-2}}{19,62 \cdot 9,87 \cdot 0,4^5} = 14,6 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$\rho g H_v = 1000 \cdot 9,81 \cdot 14,6 = 1,43 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Следователно

$$P_2 = (14,75 - 1,43) \cdot 10^5 = 13,32 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Загубената теоретична мощност в тръбопровода P_T се дава от съответните хидравлични загуби и протичащия дебит, а именно

$$P_T = \frac{\rho g H_v Q}{1000} = \frac{1,43 \cdot 10^5 \cdot 0,2}{1000} = 28,6 \text{ kW}.$$

X задача. Да се определи диаметърът на тръбопровода, по който центробежната помпа изпраща дебита $Q=0,100 \text{ m}^3/\text{s}$ на геодезична височина $H=20 \text{ m}$ и консумира мощност $P=60 \text{ kW}$ при к. п. д. 60% . Тръбопроводът има дължина $L=40 \text{ m}$ без спелнагил хидравлични загуби и коефициент на линейен съпротивления $\lambda=0,015$.

Решение. От израза за мощността се определя манометричната височина в Pa, а именно

$$P = \frac{\rho g H Q}{1000 \cdot \eta} \quad ; \quad \rho g H = \frac{1000 \cdot 0,6 \cdot 60}{0,100} = 3,65 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Диаметърът на тръбопровода се определя от израза за хидравличните загуби, след като се определи стойността на последните по уравнение 3,6, а именно

$$\rho g H_v = 2g H - \rho g H = (3,65 - 2) \cdot 10^5 = 1,65 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$H_v = \frac{1,65 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} = 16,8 \text{ m H}_2\text{O} = \frac{\lambda L Q^2}{2g \pi^2 D^5}.$$

Следователно

$$D^5 = \frac{0,015 \cdot 40 \cdot 16 \cdot 0,1^2}{19,62 \cdot 9,87 \cdot 16,8} = 0,0000296.$$

$$D = 0,0000296^{1/5} \cdot \log D = \frac{1}{5} \cdot 5,47 = 1,094.$$

т. е. $D=0,214 \text{ m}.$

XI задача. Да се определи дебитът, манометричната височина и мощността върху помпа на помпата, чийто хидравличен при 1450 об/мин са

$Q, \text{ dm}^3/\text{s}$	0	2	4	8	10
$H, \text{ m H}_2\text{O}$	14,5	14,7	14,8	14	12,3
$\eta, \%$	0	40	62	68	60.

ако същата помпа работи на 11 m геодезична височина посредством тръбопровод с хидравлически: сакулателна страна $d_1=100 \text{ mm}$, $L_1=10 \text{ m}$, $\xi_1=2$, $\lambda_1=0,025$; налягане-тежна страна $d_2=75 \text{ mm}$, $L_2=30 \text{ m}$, $\xi_2=12$, $\lambda_2=0,027$.

Решение. Подбират се подходящи мащаб и върху манометрова хартия се построят двете линии: $Q-H$ и η . В израза за хидравличните загуби се изразява съответното заместване и се намира стойността на константата K от уравнение 3,3, след което върху същия график се построява линията H_v над хоризонталата $H=11 \text{ m}$. Пресечната точка между линиите $Q-H$ и H_v дава търсените стойности.

След извършване на всички изчисления се намира:

$$H_v = 63320 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O}; \quad [Q \text{ в } \text{m}^3/\text{s}];$$

$$H_0 = 0,06332 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O} \quad [Q \text{ в } \text{dm}^3/\text{s}];$$

$$Q = 7,3 \text{ dm}^3/\text{s}; \quad H = 14,2 \text{ m H}_2\text{O}; \quad \eta = 0,7;$$

$$P = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 14,2 \cdot 0,0073}{1000 \cdot 0,7} = 1,45 \text{ kW}.$$

XII задача. Центробежната помпа с еднакви диаметри при входящия и изходящия фланец работи при барометрично налягане (относителна пътя) 735 mm Hg . Манометрите за отчитане на налягането се намират на една и съща геодезична височина, т. е. $\Delta z=0$. Установява се съгласно означението по уравнение 1,2:

$$\frac{P_e}{\rho \cdot g} = 1080 \text{ mm Hg абсолютно налягане};$$

$$\frac{P_s}{\rho \cdot g} = 1,95 \text{ kg/cm}^2 \text{ относително налягане}.$$

Дебитът на помпата е $200 \text{ m}^3/\text{h}$ и върху помпата може върху вода е $M_d=100 \text{ Nm}$ при $n=1000 \text{ об/мин}$.

Иска се определяне на манометричната височина в $\text{m H}_2\text{O}$ и Pa , както и к. п. д. на помпата.

Решение. Необходимо е да се вземе под внимание фиг. 49,1, понеже дадените стойности за налягането се отнасят спрямо различни нива и трябва да се преведат към едно и също ниво, например към относителната пътя. Тогава:

$$P_e(\rho \cdot g) = 1080 = 735 = 345 \text{ mm Hg относително налягане};$$

$$P_e(\rho \cdot g) = 0,345 \cdot 13,6 = 4,7 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$P_s(\rho \cdot g) = 1,95 \cdot 10 = 19,5 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho \cdot g} = 1,95 - 4,7 = 14,8 \text{ m H}_2\text{O}.$$

$$\text{или } P_s - P_e = 1000 \cdot 9,81 \cdot 14,8 = 1,45 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

$$Q = \frac{200}{3600} = 0,0555 \text{ m}^3/\text{s} = 55,5 \text{ dm}^3/\text{s}.$$

$$P_{\text{м}} = \frac{0,0555 \cdot 1,45 \cdot 10^5}{1000} = 8,05 \text{ kW};$$

$$P = M_d \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{100 \cdot 3,14 \cdot 1000}{30} = 10,5 \cdot 10^3 \text{ Nm/s};$$

$$P = \frac{10,5 \cdot 10^3}{1000} = 10,5 \text{ kW};$$

$$\eta = \frac{8,05}{10,5} = 0,767 = 76,7\%.$$

XIII задача. Циркулация на вода в затворена система, която се състои от: помпа P , радиатор с коефициент на местно съпротивление $\xi=20$ и три участъка от тръбопровод с диаметър $d=40 \text{ mm}$ и обща дължина $4 L$, където $L=10 \text{ m}$, и коефициент на линейно съпротивление $\lambda=0,02$, както е показано на фиг. 3,4.

В точка А е свързан към тръбопровода открит компресируем резервоар с височина на водното ниво $H_0=6$ м. Дебитът на помпата $Q=3,76$ дм³/с. Искат се:

- 1) манометричната височина и теоретичната мощност на помпата да бъдат в Па и kW;
- 2) определени на точката от системата, в която налягането е минимално;
- 3) определени на налягането P_c при входа на помпата в Па;
- 4) определени на минималния допустим скоростен напрежение H_{min} на височината H_0 при която в системата няма да се създаде вакуум.

Решение. Врека се поддържа изложено относно фиг. 3.1 и след съответни изчисления на скоростта c в системата и хидравличните загуби (Уравнение 3.1) се

$$c = 4Q / \pi d^2 = 3 \text{ m/s};$$

$$\Delta P_{f, l} = \xi \cdot \rho \cdot g \cdot 9,2 \text{ m H}_2\text{O}; \quad \Delta P_{M, l} = \xi \cdot \rho \cdot g \cdot 9,2 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$H = H_0 = \frac{\Delta P_f + \Delta P_M}{\rho \cdot g} = 18,4 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$\rho g H = 1000 \cdot 9,81 \cdot 18,4 = 1,81 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$P_M = \frac{\rho g H Q}{1000} = \frac{1,81 \cdot 10^5 \cdot 0,00376}{1000} = 0,68 \text{ kW}.$$

2. Тъй като движението на течността в системата се извършва под действието на конур, ясно е, че най-големо е налягането при входа на помпата и най-малко при нейния изход, т. е. налягането P_c . В точка А то е произволно от стълба H_0 , който от своя страна диктува абсолютното налягане във всяка точка от затворената система при задаване постоянна манометрична височина на помпата.

3. Търсеното налягане P_c при входа на помпата се диктува от водния стълб H_0 и дивейните хидравлични загуби H_{cA-B} от точка А до помпата В по посока на потока, т. е.

$$P_c / \rho \cdot g = H_0 - H_{cA-B};$$

$$H_{cA-B} = \Delta P_f / (\rho g) = 4,6 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Системателно

$$P_c = \rho g (6 - 4,6) = 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,4 = 0,137 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

4. За да няма вакуум в системата, необходимо е налягането да бъде равно на барометричното налягане или относителната нула, т. е. съгласно уравнение 51.1 се намира

$$H_{min} = H_{cA-B} = 4,6 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$\rho g H_{min} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 4,6 = 0,451 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

XIV задача. Затворената циркуляционна система, показана на фиг. 51.4, е разположена във вертикална равнина и се състои от: котла К, шест сегменти участъка тръби с тегла действителна относителна налягане, отгледено с манометър $P_M = 1,1$ kg/cm². В точка А височина $h=5$ м над нивото на водата в котла К, когато помпата диктува налягане в системата.

Пренебрегват се местните хидравлични загуби, включително и загубите от останалата скорост, като за загубите в прави тръби се приема $\lambda=0,025$ и за пълнота на водата $\rho=1000$ kg/m³. Искат се:

- 1) определени посоката на потока в системата;
- 2) определени на общите хидравлични загуби H_g в системата и манометричната височина на помпата в Па;
- 3) изчисляване дебита в м³/с на помпата и нейната теоретична мощност;
- 4) изчисляване на налягането P_c и P_v при входа и изхода на помпата в Па.

Решение. Премаг изложено в пренебрегващата задача относно комплексния резервоар туе шестосегментна тръба има същото значение, както и на, когато върху нейната водна повърхност действуват атмосферно налягане.

1. Котелът и шестосегментната тръба образуват скелетни стълбове. Тъй като в котла над хоризонталната $X-X$ действуват налягане, определено от $1,1$ kg/cm² в H_0 , а в шестосегментната тръба само 5 м H_0 , следва, че разликата от 6 м H_0 е изразходвана за покриване на хидравличните загуби при движението на течността от котла К към точка А.

2. В предположението, че установено е налягане, не диктува от $1,5$ L има хидравлични загуби 6 м H_0 , т. е. L и на 4 м H_0 , или ниски тръбопровода $6, L$ притежава 24 м H_0 .

$$\rho g H_0 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 24 = 2,35 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

Тъй като помпата покрива само хидравличните загуби, нейната манометрична височина е равна на посветените, т. е.

$$\rho g H = \rho g H_0 = 2,35 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

3. Дебитът на помпата се определя от изхода за дивейните загуби, чиято стойност е известна, а именно

$$H_0 = \frac{\lambda \cdot 6 L \cdot 16 \cdot Q^2}{2g \cdot \pi^4 d^5} = 24 \text{ m H}_2\text{O}$$

или

$$Q = \sqrt{\frac{19,62 \cdot 9,83 \cdot 0,025 \cdot 24}{0,025 \cdot 75 \cdot 16}} = \sqrt{\frac{0,00144}{30}}$$

$$Q = 0,00692 \text{ m}^3/\text{s} = 6,92 \text{ dm}^3/\text{s};$$

$$P_M = \frac{2,35 \cdot 10^5 \cdot 0,00692}{1000} = 1,63 \text{ kW}.$$

4. Налягането P_c пред помпата се определя от статичното налягане H_{cA} , което има дивейните на течността в системата и хидравличните загуби $H_{cA-B}=6$ м от точка А до помпата. Следователно

$$H_{cA} = \frac{L}{2} + 1,5 + 5 = 19 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$\rho g H_{cA} = 1,9 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$P_v = \rho g (H_{cA} - H_{cA-B}) = 1000 \cdot 9,81 \cdot 13 = 1,275 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$P_v = P_c + \rho g H = 3,625 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

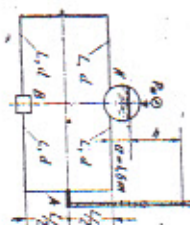
XV задача. Центробежна помпа из 970 об/мин, чиято характеристика са определени от посочените тук данни, извършва циркуляционен затворената система с открит компресируем резервоар, чиято задача е да поддържа постоянно налягане $H_0=10$ м H_2O в точката А от системата:

$$\begin{array}{ccccccc} Q = & 0 & 5 & 13 & 15 & 20 & 25 \\ H = & 9,5 & 9,3 & 8,6 & 7,4 & 5,6 & 2,6 \end{array} \text{ m H}_2\text{O};$$

$$\eta = 0,30 \quad 60 \quad 70 \quad 65 \quad 50 \quad 50 \quad 50 \quad \%$$

Тръбите с вътрешен диаметър $d=0,1$ м имат дължина $ACB=L_1=100$ м и $AEDB=100$ м, $h=2$ м, както показва схемата (фиг. 51.5), която се разглежда разположена във вертикална равнина. Искат се:

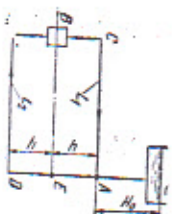
1. Върху графиката с характеристиките на помпата да се построи линията на хидравличните загуби в инсталцията H_g , като се пренебрегнат местните загуби и приемат коефициент на трение в прави тръби $\lambda=0,025$.



Фиг. 51.4

2. Отчитаме дадените за точката на действие и определените съответната мощност въздуха над помпата, като се има пред вид, че водата има 60°C , плътност 983 kg/m^3 и абсолютното налягане на изпарение при тази температура $P_v = 0.2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

3. Да се определият наляганите при вход и изход на помпата P_v и P_n , когато $H_o = 10 \text{ m}$.



Фиг. 51.5

4. Да се изчислят допустимата минимална стойност на H_o за да бъде $P_v = P_v + p_v$. Тук абсолютното налягане p_v служи за резерват за помпата против образуване на кавитация, ако $B = 735 \text{ mm Hg}$.

3. а б е а ж к а. При строежа на характеристиките да се премежат малките: $1 \text{ dm}^3/\text{s} \sim 0.5 \text{ cm}^3$; $1 \text{ m H}_2\text{O} \sim 2 \text{ cm}$; 10% к. п. д. $\sim 2 \text{ cm}$.

Решение

1. След построение характеристиките на помпата се по- числяват хидравличните загуби по познатия израз

$$H_z = \lambda \frac{(L_1 + L_2)}{2g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \cdot 16Q^2 = \frac{0.025 \cdot 200 \cdot 16Q^2}{19.62 \cdot 9.87 \cdot 0.1^5}$$

$$H_z = \frac{80 \cdot Q^2}{0.00194} = 41300 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O}$$

като в горния израз за H_o дебитът е в m^3/s . Дадат се няколко стойности за дебит, на- пример $5, 10$ и $15 \text{ dm}^3/\text{s}$, в които случай горният израз за H_z добива вида

$$H_z = \frac{41300}{1000^2} \cdot Q^2 = 0.0413 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O}$$

с помпата на който се построи съответната крива H_z , която започва от ордината нула. 2. Пресечната точка на характеристиката $Q-H$ и характеристиката на инсталцията H_o представява точката на действие, определена от:

$$Q \approx 13.8 \text{ dm}^3/\text{s}; \quad H \approx 7.76 \text{ m H}_2\text{O} \text{ и } \eta \approx 69\%$$

$$P = \frac{r \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000 \cdot \eta} = \frac{983 \cdot 9.81 \cdot 7.76 \cdot 0.0138}{1000 \cdot 0.69} = 1.5 \text{ kW}$$

3. Налягането P_v при входа на помпата се определя от статичното налягане, което за случая е равно на H_o , и хидравличните загуби в участъка EDB , които се означават с H_v и се определят от общите загуби при точката на действие. Последните са равни на хидравличната височина $7.76 \text{ m H}_2\text{O}$, следователно

$$H_v = \frac{7.76 \cdot 98}{200} = 3.8 \text{ m H}_2\text{O};$$

$$P_v = r \cdot g \cdot (H_o - H_v) = 983 \cdot 9.81 \cdot (10 - 3.8) = 0.6 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$P_n = P_v + r \cdot g \cdot H = (0.6 + 7.76) \cdot 10^5 = 8.36 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

4. Допустимата минимална стойност на H_o се определя от горния израз за P_v , който в случая не се отнася за абсолютни наляганя, понеже

$$P_v = P_v + r \cdot g \cdot 3 = 0.49 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

представява абсолютното налягане, когато се има пред вид изпарение на течността и по- следващата от него кавитация.

Следователно

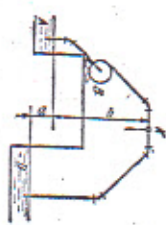
$$r \cdot g \cdot H_o = P_v + r \cdot g \cdot H_v = (0.49 + 0.366) \cdot 10^5 = 0.856 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$H_o = 0.856 \cdot 10^5 / r \cdot g = 8.9 \text{ m H}_2\text{O абс.}$$

т. е. разпорителният съд не съществува.

Тук като барометричното налягане дава относителната нула, която представлява $735 \text{ mm Hg} = 10 \text{ m H}_2\text{O}$ абсолютно налягане, следва, че в точката E се получава отрица- телно относително налягане, т. е. вакуум, който се дава от разликата

$$B - H_o = 10 - 8.9 = 1.1 \text{ m H}_2\text{O}$$



Фиг. 51.6

Това потвърждава, че инсталцията може да действа и без разширителен съд, но голяма част от нея, именно тази, която е разположена към смукателната страна на помпата, се намира под вакуум, който създава условия за засмукване на атмосферен въздух и нарушаване действието на помпата — обстоителство, което води до неэффективно действие на ин- тралното отопление. За предотвратяване от тези лоши последици всъщност се поставя разширителният съд, който същевременно компенсира обмените разширения при температурните про- мен.

XVI задача. Възвозащата трябва от показаната на фиг. 51.6 сифонна инсталция има дължина $L = 10 \text{ m}$, която е равна на дължината на възвозащата трябва. Диаметърът на двете тръби е един и същи и е равен на $d = 40 \text{ mm}$.

Водата се прехвърля от резервоар A в резервоар D посредством помпата B , която при $n = 2900 \text{ об/мин}$ има следните технически данни:

$Q = 0$	2	4	6	8	10
$H = 30$	30	29	26.5	22	15
$\eta = 0$	34	62	73	65	42%

Разликата между водните нива на двете резервоара $a = 2 \text{ m}$. Последните са отворени и въздух водните им нива действат барометричното налягане

$$B = P_v / r \cdot g = 735 \text{ mm Hg}$$

Най-горната точка на сифона K се намира на височина $b = 5 \text{ m}$ от нивото на водата в резервоара A . Инсталцията има хидравличен загуби в прави тръби, определен с ко- ефициента $\lambda = 0.03$ местни загуби при входа в резервоар A с коефициент $\epsilon = 1$, при из- хода в D също $\epsilon = 1$ и всъщност общо под 120° има $\epsilon = 0.12$. За построение въздух мигелова хартия на характеристиките на помпата да се премежат малките: $1 \text{ cm} \sim 2 \text{ m H}_2\text{O}$; $2 \text{ cm} \sim 1 \text{ dm}^3/\text{s}$; $1 \text{ cm} \sim 10\%$. Искат се:

1. Изчисляване на общите хидравлични загуби в инсталцията при дебит $0.005 \text{ m}^3/\text{s}$ и построение на съответната характеристика въздух графика с характеристиките на помпата.

2. Определение точката на действие, отчитане съответните данни на помпата и изчис- ление на нейната мощност въздух вода за точката на действие.

3. Определение минималните об/мин на помпата, при които няма да се образува ва- куум в точка K на инсталцията.

1. Решение. След вземане под внимание изложението относно фиг. 3.5 се наис- ва: $2g = 1 + 1 + 4 \cdot 0.12 = 6.8$;

$$H_o = \left(\lambda \frac{2L}{D} + \sum \epsilon \right) \cdot \frac{16Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5} =$$

$$= \left(0.03 \cdot \frac{20}{0.04} + 6.8 \right) \cdot \frac{16 \cdot Q^2}{19.62 \cdot 9.87 \cdot 0.04^5} = 7 \cdot 10^5 \cdot Q^2 \text{ m H}_2\text{O}$$

При $Q = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$ се получава

$$H_o = 7 \cdot 10^5 \cdot 0.005^2 = 17.5 \text{ m H}_2\text{O}$$

Линейната част от 2 m в нивата на двете резервоара подпомпата помпата и трябва да се отчете въздух графика с характеристиките или чрез повдигане на $Q-H$ с 2 m , или ка- то нивото O на ординатата ос за H_o се установи на 2 m по-ниско от съответното на- чало O на характеристиката $Q-H$ на помпата.

2. След построение на характеристиките по точка 1 пресечната точка на $Q-H$ с H_o дава точката на действие, определена от

Решение. Общата енергия H_2 , наредена още максимална височина, която трябва да притежава 1 kg вода, за да се издигне на височина $H=210$ m H₂O, се определят от

$$H_2 = H + H_{\text{в}}$$

където $H_{\text{в}}$ представляват загубите при дебита Q_2 на втората помпа с мощност P_2 , които се определят от израза

$$H_{\text{в}} = K Q_2^2 = 275 \cdot Q_2^2$$

$$H_2 = H + 275 \cdot Q_2^2 \text{ или } \rho g H_2 = \rho g (H + 275 \cdot Q_2^2)$$

И така получаваме се едно уравнение с две неизвестни H_1 и Q_2 . Съставяме с второ уравнение, като се използва изразът за мощността на втората помпа

$$P_2 = \frac{\rho g (H + 275 \cdot Q_2^2) \cdot Q_2}{1000 \cdot 0.8}$$

В горното уравнение се заместят съответно стойностите, получени за случая, извършват се всички действия и се намира кубичното уравнение

$$275 \cdot Q_2^3 + 210 \cdot Q_2 = 731 \text{ или } 3.77 \cdot Q_2^3 + 2.87 \cdot Q_2 = 1.$$

Решението на горното уравнение дава дебита, за който трябва да бъде работната помпа, а именно $Q_2 \approx 0.310 \text{ m}^3/\text{s}$. За мететричната височина H_2 се намира със отговор 238 m H₂O.

Проверката на мощността дава $P_2 = 1000 \text{ kW}$.

XX задача. Паралелна работа на бузана и центробежна помпа. Всяка една от помпите е дадена с характеристиката си: центробежната е линията $Q-H$ от вида на показаната върху фиг. 51.9, а бузаната е права, успоредна на ординатата Q_2 , опре долевата абсцисата $Q_2 = \text{const}$, тъй като съдържане уредбата 6.4 действа и бузаната и омпа и се изменя, когато оборотите и останат постоянни, докато нейната манометрична височина расте до безкрайност, понеже точността е невярна.

Известна е също характеристиката на инсталцията с геодезична височина и кривата на хидравличните загуби. Пресметните точки на последната с отделните характеристики дават съответните точки на действие при единична работа в общи нагнетателен тръбопровод, докато смукателните тръбопровода са самостоятелни за всяка от помпите и се пренебрегват съответните им хидравлични загуби.

Иска се:

1. Определете точката на действие при паралелна работа и съответните дебита за всяка една от помпите при задаване на оборотите.
2. Изчисляване мощността P_A и P_B върху вида за всяка една от помпите, ако к. п. д. са съответно η_A и η_B ; тези мощности ще послужат за определяне на съответните ел. двигатели.

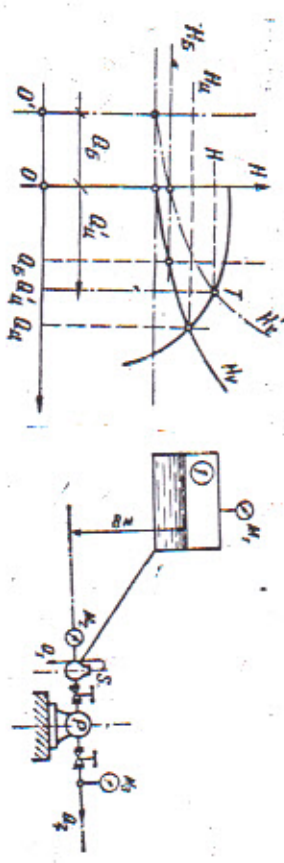
Решение

1. Тъй като обемната помпа запазва дебита си Q_B , същият се намира наиво от ординатата ос OH , както показва фиг. 51.9, и на кривата H_0 се прави тангенс до кривата H в H_0 . Точката T представлява точката на действие при паралелна работа на двете помпи в общ нагнетателен тръбопровод.

2. За мощността на центробежната помпа трябва да се каже, че тя расте с увеличаване на дебита. Тъй като се каже за оразмеряване на ел. двигателя, взема се по-голямата мощност, а именно:

$$P_H = \frac{\rho g H_H Q_H}{1000 \eta_H} \text{ kW.}$$

При бузаната помпа съответният се оразмерява с най-малкото при паралелната работа, а именно H , тъй като тя издига водата в общи тръбопровод, където центробежната помпа е установена вече това налягане, т. е.



Фиг. 51.9

$$P_B = \frac{\rho g H Q_B}{1000 \eta_B} \text{ kW.}$$

Фиг. 51.10

въпреки че при самостоятелна единична работа бузаната помпа дава само налягането H_0 .

XXI задача. Нивото на водата в херметично затворен резервоар I (фиг. 51.10) е постоянно и не зависи от дебита Q_1 на отвора s и дебита Q_2 на помпата P . Отворът s има вътрешен диаметър $D=200$ mm и местни хидравлични загуби, равни на нула. Пресметна се също, че коефициентът на дебита μ е постоянен и не зависи от дебита Q_1 , който излиза свободно в атмосферата. Инсталцията се намира при морското равнище, $B=760$ mm Hg.

Когато помпата P не работи, водата от резервоара I излиза през s с дебит $0.200 \text{ m}^3/\text{s}$ и всеки да работи с дебит Q_2 , се констатира, че през отвора s ще излиза дебитът Q_1 и манометрите M_1 и M_2 ще показват съответно 8 m H₂O и 3 m H₂O.

Ако помпата се пусне да работи с дебит Q_2 , се констатира, че през отвора s ще излиза дебитът Q_1 и манометрите M_1 и M_2 ще показват съответно 8 m H₂O и 3 m H₂O.

Търсят се:

1. Стойността на коефициента на дебита на отвора s и общият коефициент K на хидравличните загуби.
2. Стойността на дебитите Q_1 и Q_2 .
3. Максималната стойност на дебита на помпата Q_2 , когато тя черпи вода от резервоара I , като се посочи показанието на манометра M_2 при условие, че M_1 показва 8 m H₂O и при това не се внесат никакви промени в инсталцията; дебитът на помпата Q_2 да се определи от гледане на правилното ѝ действие.

Решение. Ако се означат с Q_{th} теоретичният дебит, определен от напрежението S на отвора и теоретичната скорост $c = \sqrt{2gH}$, за Q_{th} и реалния дебит Q_1 се пише:

$$Q_1 = \mu \cdot Q_{th}; \quad Q_{th} = S \cdot c; \quad Q_1 = 0.200 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0.2^2}{4} = 0.0314 \text{ m}^2; \quad c = \sqrt{2g \cdot 8} = 12.5 \text{ m/s};$$

$$Q_{th} = 0.0314 \cdot 12.5 = 0.392 \text{ m}^3/\text{s}; \quad \mu = \frac{0.200}{0.392} = 0.51.$$

От фигурата се вижда, че ако помпата не работи и отворът s е затворен, манометърът M_2 ще покаже 16 m H₂O. Казано е, че когато $Q_2=0$, а само s е отворен и

проточна $Q_1=0,200 \text{ m}^3/\text{s}$, M_2 показва 8 m H_2O . Този показва, че хидравличните загуби от резервоара 1 до отвора 5 са 8 m H_2O при дебит 0,200 m^3/s . Следователно за коефициента K се намира

$$K = H_0/Q^2 = 8/0,04 = 200.$$

2. Показането на манометъра M_1 , равно на 3 m H_2O , дава новата теоретична скорост c през отвора 5, през която се определя дебитът Q_1 през отвора, т. е.

$$c = \sqrt{2g \cdot 3} = 7,7 \text{ m/s};$$

$$Q_1 = \mu \cdot S \cdot c = 0,51 \cdot 0,0314 \cdot 7,7 = 0,123 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Двата дебита Q_1 и Q_1' протичат едновременно през обвата труба и предвидения хидравличен загуби $H_2 = 16 - 3 = 13 \text{ m H}_2\text{O}$, или $H_2 = 13 = K(Q_1 + Q_2)^2$; тъй като $K = 200$, намира се

$$Q_1 + Q_2 = 0,254 \text{ m}^3/\text{s}; \quad Q_2 = 0,131 \text{ m}^3/\text{s}.$$

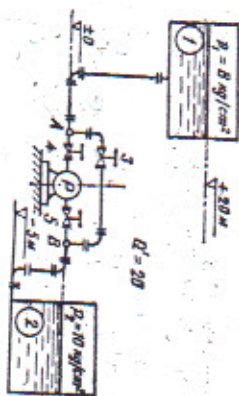
3. По условие трябва да се внесе промяна в инсталцията. Това ще рече, че отвори 5 трябва да остане свободен — незапушен. Правилното действие на помпата идва от инсталцията, че не зависи от показата на диксметъра на фулуда. Когато помпата работи, шибърът 3 бива отворен, а шибърите 4 и 5 — затворени; през инсталцията протича дебитът със стойност Q , като се кача от резервоар 2 в резервоар 1, в който действително налягане 10 и 6 kg/cm^2 . Температурата на фулуда е 10°C.

$$Q_2 = \sqrt{\frac{16}{200}} = 0,283 \text{ m}^3/\text{s}.$$

XXII задача. Разглежда се помпната инсталция, посочена на фиг. 51.11. При нея се, че манометричните загуби между $A-B$ са равни на нула, а в останалата част от инсталцията те не зависят от показата на диксметъра на фулуда. Когато помпата работи, шибърът 3 бива отворен, а шибърите 4 и 5 — затворени; през инсталцията протича дебитът със стойност Q , като се кача от резервоар 2 в резервоар 1, в който действително налягане 10 и 6 kg/cm^2 . Температурата на фулуда е 10°C.

1. Манометричната височина на помпата, която ще засмуква дебита Q' от резервоара 1 и ще го изпраща в резервоара 2, като при това трябва $Q' = 2Q$.

2. Номиналната мощност на електродвигателя, който ще задвижва помпата, ако посредства работи при дебит $Q' = 2Q$.



Фиг. 51.11

1. При дебит Q от резервоар 2 в резервоар 1 манометричните загуби H_0 се дават от

$$H_0 = 100 - (60 + 20) = 20 \text{ m H}_2\text{O}.$$

Решение

Същата инсталция при двойно по-голям дебит Q' през предвидения, неутри при изготвяне хидравлични загуби, т. е.

$H_2 = 80 \text{ m H}_2\text{O}$. Манометричната височина H се определя от

$$H = 100 - (60 + 20) + H_0' = 100 \text{ m H}_2\text{O}.$$

2. Центробежната помпа от тази категория има общ к. п. д. около 70%. Като се предвиди и резерв за електрически от 10%, се намира съответната мощност P_D :

$$P_D = 1,1 \cdot \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 0,05}{1000 \cdot 0,7} = 77 \text{ kW}.$$

3. За да има капацитет, необходимо е в точка A да има абсолютното налягане P_A , по-голямо или поне равно на 0,5 · 10⁵ Pa.

$$P_A \cdot \rho \cdot g = 5 = P_A \cdot \rho \cdot g + 20 - 80$$

или

$$P_A \cdot \rho \cdot g = 65 \text{ m H}_2\text{O} = 6,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}.$$

XXIII задача. Дадена центробежната помпа работи при дебит Q , манометричната височина H и консумира мощност P , като манометричните загуби в инсталцията предвиденият електрически загуби част от геоложичната височина H .

Помпите на завода, който се обслужва от инсталцията, издат дебитът на номинал, да бъде увеличен на стойност Q_0 , определена от израза $Q_0 = 1,25 \cdot Q$.

Да се състави математична зависимост, по която да се определи новата мощност P_0 на помпата, в зависимост от P , т. е. $P_0 = f(P)$.

Решение. Търсената функционална зависимост се определя от уравненията за мощността и за манометричната височина H . Последният се дава при дебит Q от

$$H = H_0 + H_1 + 0,2 \cdot H = 1,2 \cdot H_0.$$

При к. п. д. η мощността P се дава от

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{1000 \cdot \eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q (H_1 + H_0)}{1000 \cdot \eta}.$$

На новия дебит Q_0 съответства манометричната височина $H_1 = H' + H_0$, където съгласно уравнение 3.2, и примера към параграф 3, за H_0 се намира

$$H_0 = 1,25^2 \cdot H_0 = 1,56 \cdot H_0.$$

За новата мощност P_0 се намира

$$P_0 = \frac{\rho \cdot g \cdot H_1 \cdot Q_0}{1000 \cdot \eta} = \frac{\rho \cdot g \cdot 1,25 \cdot Q (H' + 1,56 \cdot H_0)}{1000 \cdot \eta}.$$

Торното уравнение може да се представи още във вида

$$P_0 = \frac{1,25 \cdot \rho \cdot g \cdot Q (H' + H_0)}{1000 \cdot \eta} + \frac{1,25 \cdot 0,56 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_0}{1000 \cdot \eta}.$$

Ако се приеме, че в дадения случай помпата ще работи с една и съща к. п. д. $\eta_1 = \eta$, получава се

$$P_0 = 1,25 \cdot P + \frac{0,7 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_0}{1000 \cdot \eta}.$$

Тъй като $H_0 = 0,2 \cdot H'$, след съответно заместване се получава търсената зависимост

$$P_0 = 1,25 \cdot P + \frac{0,14 \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H'}{1000 \cdot \eta}.$$

XXIV задача. Да се определи преднатисването нагнетане (деформация) на пружината, която натиска диференциалния предпазен клапан от фиг. 51.12 в осом напречно-нос така, че последният да се отвори при налягане на флуида $p=38 \text{ кг/см}^2=373,10^6 \text{ Па}$. Константата на пружината е $C=0,8 \text{ кг/мм}=7,85 \text{ Н/мм}$, а диаметрите на буталата са $d_1=23 \text{ мм}$ и $d_2=25 \text{ мм}$.

Решение. Равновесието на основата епола F от флуида и тази от пружината, чието деформация се отбелязва с f , дава

$$F = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \cdot p = f \cdot C,$$

$$\text{или } f = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) \cdot \frac{p}{C};$$

$$\frac{\pi}{4} (0,023^2 - 0,025^2) = 0,0000745 \text{ м}^2;$$

$$F = 0,0000745 \cdot 373,10^6 = 278 \text{ Н};$$

$$f = F/C = 278/7,85 = 35,4 \text{ мм}.$$



Фиг. 51.12

XXV задача. Да се изчисли външният диаметър на работното колело от центробежна помпа със специфични обороти около 60, обороти на въртене 1450 в минута и която трябва да дава малометрична височина 70 м H_2O .

XXVI задача. Да се определи конформният образ на две точки от дадена токова линия, чиито меридианен образ и хоризонтална проекция са известни, като при това се даде математичната обвивка на пружината между частта в хоризонтална проекция и частта, която дава раздвигането на токовата линия в конформен образ.

XXVII задача. Да се определи хоризонталната проекция на две точки от дадена токова линия, чиито меридианен и конформен образ са известни. Да се даде обвивката на връзката между частта от хоризонталната проекция и конформния образ.

XXVIII задача. Да се напратят конформната мрежа, необходимата за изобразяване на дадена токова линия, определена с нейната меридианна проекция.

XXIX задача. Бутален компресор, разположен в средата на просторен цех с притъната, замърсена атмосфера, поради което засмукването се извършва от далечно разстояние. При пускане в действие на компресора се установява, че той не дава желаната производствена, въпреки че работи при нормални обороти.

Да се изберат причините за казаните недостатъци, като се отразят върху съответната p - v -диаграма, и да се изберат мерките за добиване на предните ходове на компресора.

XXX задача. Центробежен вентилатор се движи на нормалните си обороти в минута, но не дава желаната производствена.

Да се изберат причините за това, като се изобразят посредством съответни сили и скоростни триъгълници.

ИЗПОЛЗВАНА ЛИТЕРАТУРА

1. Геров, В. Помпи, компресори, вентилатори. III изд. София, Техника, 1969.
2. Pfeiderer, C. Die Kreiselpumpen. V Aufl. Berlin, Springer-Verlag, 1961.
3. Геров, В. Хиdraulични турбомашини. II София, Изд. Наука и изкуство, 1959.
4. Gieroff, W. Konstruktion, Heft 7, S. 273-279, Berlin, Springer-Verlag, 1958.
5. Dubs, R. Vorlesungen, I Aufl., E. T. H. Zurich, 1946.
6. Mutsch, K. Schweizerische Bauzeitung, N 12, S. 199-203, Zurich, 1960.
7. Прохурка, Г. Ф. Турбомашини турбомашини. Киев, Машино, 1954.
8. Escher - Wyss, Mittellungen, Tome 13, 15, 16, Zurich, 1942/43.
9. Gieroff, W. Chemiker Ztg (Chem. App) N 6, S. 183-189, Heidelberg, Hattig, Verh., 1966.
10. Смирнов, Л. А. Химические аппараты из высокопрочного чугуна. Москва, Госхимиздат, 1949.
11. Гав, С. Н. и др. Пластмассы в аппаростроении. Изд. Харис-Уста, Харьков, 1963.
12. Геров, В. Турбомашини ВМЕТ, том VI, кн. IV, стр. 25-33, София, Техника, 1960.
13. Бабиков, О. В. Сп. Турбомашиностроение. № 100, стр. 63-98, Москва, Машино, 1963.
14. Геров, В. Сп. Хидротехника и механизация. № 9, стр. 285-287. Изд. НТС, София, 1963.
15. Адакянцян, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. Москва, Гостоптеиздат, 1957.
16. Геров, В. Ф. Проектир. Сп. Энергетика. Изд. М-во на енерг. София, 1968, № 9.
17. Геров, В. Сп. БНА, бр. 1-2, стр. 2-8. Изд. БНА, София, 1948.
18. Дюпонт, А. Д. Центробежные и осевые насосы. II изд. Москва, Машиностроение, 1966.
19. Nechleba, M. J. Husek. Hydraulické stroje. Statní nakl. techn. lit., Praha, 1966.
20. Савва, Н. М. П. М. Уманченко. Герметические водные насосы атомных энергетических установок. Москва, Атомиздат, 1967.
21. Черкашин, В. М. и др. Насосы компресоры, вентилаторы. Москва, Гостергоиздат, 1962.
22. VEB - D. P. V. Technisches Handbuch. Berlin, Pumpen Verlag Technik, 1962.
23. Рачин, С. А. Справочник по вентилаторам. Москва, Гостиздат, 1954.
24. Кувалевский Н. И. Задачник по гидравлике. Москва, Гостергоиздат, 1950.
25. Silvester, R. H. G. Mueller. Journal of Hydraulic Research, 1968, № 2, стр. 129.
26. Геров, В. Водни турбини, I изд. София, Техника, 1973.
27. Gieroff, W., Draganoft B., Radloff P., Warmwasserpumpen aus den Stauseen der Wasserkraftwerke. Kongress Hydrotech 67, Maritanske Lazne, CSSR, Sept. 1967.
28. Cernanov, A. H. Центробежные и осевые насосы. ГИТИМ, Москва, 1960.
29. Pfeiderer, C., VDI. Vorausbereitung der Kephlinen schnellfahiger Kreiselpumpen. VDI Verlag GmbH, Berlin NW 7, 1938.
30. Gieroff, W., Boschhoff, St. Konstruktion VDI in Maschinen-Apparate und Gerätebau. Springer-Verlag, I Berlin 33, 1974, Heft 7.
31. Журавков, Н. М. Насосы, вентилаторы и компресоры УГЛЕТЕХНИКАТ, 1963, Москва.

СЪДЪРЖАНИЕ

Глава първа

Общи положения и принципи на действие

1. Общи понятия и класификации	5
а) Механична и машина 5; б) Енергийни ураниения 9	
г) Държавия, отговорен канал, брутото над и BEL 11; д) Сила на изпускател 12.	
2. Тръбопровод, фасонни части и арматура	13
а) Диаметър и скорост 13; б) Връзки и удръжания 15; в) Фасонни части и арматура 17.	
3. Хидравлични загуби и еквивалентна дължина	20
а) Коэффициенти на загубите 21; б) Еквивалентен диаметър 21; в) Принципи на хидравлически процеси 24; г) Еквивалентна дължина 24; д) Характеристики на инсталации, ниво над и мажоретична височина 27; е) Затворени системи и сифонно действие 28.	
4. Принципи на действие на хидравлическите машини	29
а) Ожестен принцип 30; б) Активен принцип 31; в) Реактивен принцип 32; г) Цеповодействие принцип 33; д) Препоръчителен принцип 35; е) Принципи на хидропредавателите 39; ж) Струен принцип 41.	

Глава втора

Общи работни и силови машини

5. Елементи на буталната помпа	42
6. Видове бутални помпи и натиснен обем	45
а) Помпа с единично действие 45; б) Двойнодействие помпа 46; в) Диференциална помпа 46.	
7. Смазката на височина, паралелна работа и мощност	49
а) Смазката на височина 49; б) Характеристики и експлоатация 51; в) Индикаторна диаграма, мощността и к. п. д. 53.	
8. Бутални ротационни помпи и двигатели	56
а) Ротационни помпи 57; б) Аксиални помпи 61.	
9. Зъбни ротационни помпи и двигатели	64
10. Винтови и пластинкови ротационни помпи и двигатели	68
а) Винтови помпи 68; б) Пластинкови помпи 70.	
11. Бутални и ротационни компресори	73
а) Общо за съставяне 73; б) Теоретичен процес 75; в) Реален процес 77; г) Пластинков компресор 79; д) Осмороторен компресор 81.	

Глава трета

Теоретични основи на хидравлическите турбомашини

12. Парадеграми на скоростите и уравнение на Бернули за въртлив канал	83
13. Главно уравнение на турбомашините и специфични скорости	85
а) Обратност и главно уравнение 85; б) Теоретична скорост, скоростни коэффициенти и к. п. д. 89.	
14. Уравнения на подобие и специфични обороти	93
а) Формули на подобие 93; б) Специфични обороти 95; в) Монтаж и наредба и серия 102.	
15. Меридианни профили на работни коелла и безразмерни характеристики	102
а) Машини на несвиваем флуид 102; б) Диаметър на гърбовата 105; в) Безвихрово течение 105; г) Машини на свиваем флуид 109; д) Центробежни вентилатори, коэффициенти и определяване 110.	
16. Скоростни триъгълници и форма на лопатката	113
а) Безразмер брой лопатки 114; б) Ограничен брой лопатки 116; в) Корекционни формули 127.	
17. Степен на реактивност и видове форми на лопатката	122
18. Закономостност за трансформирание на енергията	128
а) Линейен закон 131; б) Параболически закон 133; в) Абсолютна трактория 134; г) Практическо приложение на метода 136.	
19. Изчисление и мерки против кавитация	137
а) Улеснен кавитация 137; б) Смазката на височина при турбомашини 140; в) Кавитационен коэффициент при турбомашини 142; г) Предотвратяване на кавитацията при турбомашини 143.	

Глава четвърта

Конструкция на работни турбомашини

20. Очертаване на радиални лопатки	145
а) Надолу извити лопатки 146; б) Праволинейни лопатки 146; в) Лопатки с радиален изход 147; г) Напрегнати лопатки 147; д) Построение на цинков-дринци, лопатки по точни 147.	
21. Математична постановка на конформното изобразяване	150
22. Очертаване на изметната лопатка	159
23. Конструкция на дифузор и спирал за центробежна машина	165
а) Дифузор 165; б) Натиснатата спирала 168; в) Смазката на спирала 173.	
24. Хидродинамични изчисления на протекращо работно коелло	174
25. Основни размери на протекращо работно коелло	180
26. Оразмеряване дифузора на протекращо работно коелло	183
а) Оразмеряване 183; б) Конструирание 186; в) Метод на особеностите 187.	
27. Методичен план за изчисляване и аеродинамични профили	187
28. Осново натоварване, уравновесяването му и валове	200
а) Изчисляване 200; б) Уравновесяване 201; в) Лагер Мител 205; г) Валове 207.	
29. Конструктивни форми на турбомашини	209
а) Центробежна едновална помпа (без дифузор) 211; б) Центробежна двойно-повална помпа без дифузор 211; в) Центробежна двойноповална помпа с дифузор 212; г) Едновална вилпоса помпа без дифузор 213; д) Двоявална помпа с кожуховиден дифузор без лопатки 213; е) Архивалска	

помпа 214; ж) Препрежна помпа с дифузор 214; з) Центробежна много-
ствална помпа 215; и) Помпи, свързани в серия и работещи 217; н) Ха-
рактеристики 218; о) Други помпи 219.

30. Турбопомпи за специални нужди 220

а) Шатони помпи 220; б) Помпи за течности 222; в) Помпи без
улажняваща кутия 223; г) Помпи за ниско и гъсти кални 223; д) Пом-
пи с каучукова вътрешна облицовка 224; е) Помпи за киселини 224;
ж) Помпи с наклонен ротор 225; з) Помпи за горещи течности 226; и) Уско-
ряване 227; к) Помпи за инертни материали (хидроелектрични) 228.

31. Помпи за химическата промишленост 230

а) Общи сведения 230; б) Пористост и пластмасови помпи 230; в) Сис-
темни улажняващи кутии 231; г) Каучукова винтова помпа 232; д)
Инсталационни връзки 233.

32. Помпи за атомни енергетични централи 235

Глава шеста

Експлоатация на турбопомпи

33. Инсталиране на турбопомпи 241

а) Смазване код 242; б) Смазване 242; в) Колена 243; г) Про-
воднича част 243; д) Комфорт 243; е) Двигатели 243; ж) Колена 243;
з) Проводнича част 243; и) Върхът на колена 243; к) Смазването присо-
бено 244; л) Базис 244; м) Водосмер, бачка 244; н) Дифузор 244.

34. Умислена характеристика на работна машина 245

а) Основно уравнение 245; б) Линия на постоянен к. п. д. 248; в) Мощност
и обороти при турбомашините 250.

35. Четиривалентна характеристика и експерименталното ѝ засичане 254

а) Работна характеристика 259; б) Точка на действие 261; в) Действие на
променлива помпа при режими на оптималния 262.

36. Линейни характеристики и точка на действие 259

а) Работна характеристика 259; б) Точка на действие 261; в) Действие на
променлива помпа при режими на оптималния 262.

37. Стабилна и лабилна точка на действие, помощ и регулиране произвол- носта на работни турбомашини 266

а) Стабилна и лабилна точка на действие 266; б) Височина помпа 266; в) Регу-
лиране произволността 270.

38. Паралелна и последователна работа при работни турбомашини 270

а) Паралелно свързване 270; б) Последователно или серийно свързване 275.

39. Помпени станции 276

а) За първо повдигане 277; б) За второ повдигане 277; в) За увеличено
налягане 277; г) Циркуляционни помпи 277; д) Отводители 277; е) Пла-
ващи 277; ж) Напонени 278; з) Пожаростойки 279; и) Производ-
носта на станцията 280.

40. Волни удари при ВЕЦ и помпени станции 284

Глава шеста

Вентилатори и турбокомпресори

41. Характеристики, мощност, шум при вентилаторите и регулиране 292

а) Общи вжични 292; б) Размери характеристики 293; в) Безразмери
характеристики 294; г) Регулиране произволността 295.

42. Оразмеряване на осови вентилатори 299

43. Турбокомпресори 307

Разновидни помпи и свързвания

44. Самоизсмукващи помпи 315

а) Помпа на воден ръстел 315; б) Вихрова помпа 316.

45. Други видове помпи 315

а) Мембранна помпа 321; б) Помпа на воден удар (воден чул или таран) 321;
в) Блок — турбина и помпа 322; г) Кръговата релна помпа 324; д) Вълнухо-
лепнически (феритни) 324; е) Ежектор 325.

46. Хидростатични свързвания 323

а) Хидравлична преса 328; б) Китарат 328; в) Регулатор на налягане 330;
г) Акумулатор 330.

Глава осма

Водни турбини и турбопредаватели

47. Свързани водни турбини 334

а) Турбина Пелтон 335; б) Турбина Франкис 335; в) Турбина Каплан 336;
г) Турбина Кавитковски-Дервиз (дигонална) 338; д) Водни електрически
централи 340.

48. Турбогенератори и турбосъединители 342

Глава девета

Хидроенергетични измервания и задачи

49. Измерване на налягане, скорост и дебит 348

а) Измерване на налягане 348; б) Измерване на скорост 350; в) Измерване
на дебит 350.

50. Измерване на мощност върху вала и к. п. д. 353

а) Силвака на Прони 354; б) Хидравлична силвака 354; в) Пелдегенер-
тор 354; г) Тарнир генератор 355; д) Пендеелектрогенератор 355;
е) Тарнир електрогенератор 355.

51. Типови задачи 356