

1. ОСНОВНИ ПОИМИ ЗА ПУМПИТЕ	
1.1. ДЕФИНИЦИЈА И ОПШТА КЛАСИФИКАЦИЈА	1
1.2. ПОДЕЛБА, ОСНОВНИ ШЕМИ И ПРИНЦИП НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПИ	1
1.3. ОСНОВНИ РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ НА ПУМПИТЕ	4
1.4. ОБЛАСТ НА ПРИМЕНА НА ПУМПИТЕ ВО ЗАВИСНОСТ ОД НИВНИТЕ КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ	7
2. ОСНОВИ НА ТЕОРИЈАТА НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПИТЕ	
2.1. РАВЕНКА НА КОНТИНУИТЕТ	1
2.2. БЕРНУЛИЕВА И ЕНЕРГЕТСКА РАВЕНКА ЗА ПУМПА	2
2.3. ЗАКОН ЗА КОЛИЧЕСТВО НА ДВИЖЕЊЕ И МОМЕНТ НА КОЛИЧЕСТВОТО НА ДВИЖЕЊЕ	4
2.4. КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕ ВО РАБОТНОТО КОЛО НА ПУМПИТЕ	6
2.4.1. Кинематика на рамнинско струење во работното коло на пумпите	7
2.4.2. Кинематика на просторно струење во работното коло на пумпите	9
2.5. ОСНОВНА РАВЕНКА ЗА НАПОР (ЕДИНЕЧНА РАБОТА) НА ПУМПИ	11
2.5.1. Изведување со помош на закон за момент на количеството на движење	11
2.5.2. Изведување со помош на енергетската равенка	14
2.6. ВЛИЈАНИЕ НА КОНЕЧНИОТ БРОЈ НА ЛОПАТКИ ОД РАБОТНОТО КОЛО ВРЗ НАПОРОТ НА ПУМПАТА	16
2.6.1. Физичко објаснување на влијанието на конечен број лопатки на работното коло	16
2.6.2. Квалитативна оценка на влијанието на конечниот број лопатки од работното коло на напорот на пумпата	19
2.7. ТРИАГОЛНИЦИ НА БРЗИНИ НА ВЛЕЗ И ИЗЛЕЗ ОД РАБОТНОТО КОЛО НА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА	23
2.7.1. Триаголник на брзини на влез во работното коло	23
2.7.2. Триаголник на брзини на излез од работното коло	25
2.8. ВЛИЈАНИЕ НА ИЗЛЕЗНИОТ АГОЛ НА ФОРМАТА НА ЛОПАТКИТЕ И НАПОРОТ НА РАБОТНОТО КОЛО	26
2.9. СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЖИ n_q И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ТУРБОПУМПИТЕ	30
2.10. КОЕФИЦИЕНТ НА СЛИЧНОСТ НА ТУРБОПУМПИ	34
2.10.1. Општо за коефициентот на сличност на турбопумпите	34
2.10.2. Коефициент на напор (притисок)	36
2.10.3. Коефициент на проток	37
2.10.4. Степен на реакција на работно коло	38
3. ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ	
3.1. КЛАСИФИКАЦИЈА НА ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ	1
3.2. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА ПАРАМЕТРИТЕ НА РАБОТНОТО КОЛО	3
3.2.1. Задача и начин на пресметување	3

3.2.2. Изведување на основни геометриски параметри и агли на лопатките на работното коло	7
3.2.3 Оформување меридијански пресек на работно коло	13
3.2.4 Профилирање на цилиндрични лопатки со еден кружен лак $R=\text{const}$	14
3.2.5 Профилирање на цилиндрични лопатки со метод “точка по точка”	16
3.3. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА РАБОТНО КОЛО НА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА СО ПРОСТОРНО ЗАКРИВЕНА ЛОПАТКА	
3.3.1. Цртање на меридијански пресек и определување на струјниците во работното коло	19
3.3.2. Пресметка на работно коло со просторно закривени лопатки	23
3.3.3. Цртање на ортогонална проекција на работно коло со просторно закривени лопатки	26
3.3.4. Конструирање на просторно закривени лопатки на работното коло по методата на конформно пресликување	29
3.3.5. Моделарски пресеци на просторно закривени лопатки од работно коло	32
3.4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ КОЕФИЦИЕНТИ ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ	34
3.5 ПРЕСМЕТКА И КОНСТРУКЦИЈА НА СПИРАЛНОТО КУЌИШТЕ НА ПУМПА	37
3.6 ЕЛЕМЕНТИ ПРЕД И ЗАД РАБОТНОТО КОЛО И НИВНА ПРЕСМЕТКА	43
3.7 АКСИЈАЛНА СИЛА НА РАБОТНО КОЛО КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА	54
3.7.1. Пресметка на аксијалната сила	55
3.7.2 Начини за урамнотежување на аксијалната сила	58
3.8 ЗАПТИВКИ КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ	63
3.8.1 Заптивки со меко полнење	63
3.8.2. Избор и примена на заптивки со меко полнење	65
3.8.2.1 Заптивки за неутрална течност и чиста вода до 80° C	65
3.8.3. Механички заптивки за пумпи	67
3.8.3.1 Изведување на механички заптивки	68
3.8.3.2. Избор на механички заптивки	69
3.8.3.3. Материјал применет за изработка на механичките заптивки	70
3.8.3.4 Ладење и подмачкување на механичките заптивки	71
3.8.3.5. Предности и недостатоци на механичките заптивки	72
3.9. СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ	73
3.9.1. Центрифугални пумпи за чиста вода	73
3.9.1.1. Спирални центрифугални пумпи	73
3.9.1.2 Повеќестепени центрифугални пумпи	77
3.9.2. Центрифугални пумпи за топла и врела вода	79
3.9.3. Подводни (потопени) пумпи	83
3.9.4. Милни-потопни пумпи	84
3.9.5. Пумпи за нечисти и густы течности (фекални пумпи)	87
3.9.6. Пумпи за течности кои нагризуваат (киселини)	91
3.9.7. Пумпи за лесно испарливи течности	99
3.9.8. Пумпи за масло	101

4. ЗАВОЈНИ ПУМПИ	
4.1. ОПИС И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ	1
4.2. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА РАБОТНОТО КОЛО НА ЗАВОЈНИ ПУМПИ	2
4.3. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА ДИФУЗОР СО ЛОПАТКИ НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ	6
4.4. СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ	10
5. АКСИЈАЛНИ ПУМПИ	
5.1. ОПИС И КЛАСИФИКАЦИЈА НА АКСИЈАЛНИТЕ ПУМПИ	1
5.2. КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕТО КАЈ АКСИЈАЛНА ПУМПА ПРАВА ПРОФИЛНА РЕШЕТКА - ОСНОВНИ РАВЕНКИ	2
5.2.1. Општа карактеристика на струење кај аксијалните пумпи	2
5.2.2. Карактеристични големини кај права решетка од профили Триаголници на брзините и основна равенка на аксијална пумпа	5
5.3. ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ОСНОВНИТЕ КОНСТРУКТИВНИ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО	8
5.4. ПРЕСМЕТКА НА ЗАДКОЛО (ДИФУЗОР) НА АКСИЈАЛНА ПУМПА	15
5.5. МОДЕЛСКИ ПРЕСЕЦИ НА ЛОПАТКИТЕ НА РАБОТНОТО КОЛО И ЗАДКОЛО	20
5.6. СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА АКСИЈАЛНИ ПУМПИ	22
6. КАВИТАЦИЈА И ВСИСНА ВИСИНА КАЈ ПУМПИ	
6.1. УСЛОВИ ЗА ПОЈАВА НА КАВИТАЦИЈА КАЈ ПУМПИТЕ	1
6.2. ЗНАЦИ НА КАВИТАЦИЈА	4
6.3. ДОЗВОЛЕНА ВСИСНА ВИСИНА И КАВИТАЦИСКИ КРИТЕРИУМИ	5
6.3.1. Геодетска и вакууметарска всисна висина	5
6.3.2. Определување на критичната резервна енергија Δh_{kr}	9
6.4. НАЧИНИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА АНТИКАВИТАЦИСКИТЕ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ПУМПИТЕ	14
7. РАБОТНИ КРИВИ, ЗАЕДНИЧКА РАБОТА И РЕГУЛИРАЊЕ НА ПРОТОКОТ НА ПУМПИТЕ	
7.1. РАБОТНИ КРИВИ НА ПУМПИТЕ И НИВНО ОПРЕДЕЛУВАЊЕ	1
7.1.1. Теоретско определување на работните криви	1
7.1.2. Експериментално определување на работните карактеристики	4
7.2. РЕЛАТИВНИ КАРАКТЕРИСТИКИ	10
7.3. ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА РАБОТНАТА ТОЧКА НА ПУМПАТА ВО ПУМПНА ИНСТАЛАЦИЈА	11
7.4. НЕСТАБИЛНА РАБОТА НА ПУМПАТА - ПУМПАЊЕ	14
7.5. ПАРАЛЕЛНО И СЕРИСКО ПОВРЗУВАЊЕ НА ПУМПИТЕ	15
7.6. РЕГУЛИРАЊЕ НА ПРОТОКОТ НА ПУМПАТА	
Универзална карактеристика (топограми) на пумпата	17
7.7. ПРОШИРУВАЊЕ НА ОБЛАСТА НА ПРИМЕНА СО НАМАУВАЊЕ НА ИЗЛЕЗНИОТ ПРЕЧНИК D_2 НА РАБОТНОТО КОЛО	24

8. ОПШТО ЗА ПУМПНИ СТАНИЦИ	
8.1. ЗНАЧЕЊЕ НА ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ	1
8.2. КЛАСИФИКАЦИЈА НА ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ	3
8.3. ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ ЗА СМЕСТУВАЊЕ НА ПУМПНИТЕ ВО ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ	9
8.4. ПОТРЕБНИ ПОДАТОЦИ ПРИ ИЗБОР НА ПУМПА	21
8.5. ИЗБОР НА ОПРЕМА И АРМАТУРА ЗА ПУМПА	26
8.5.1. Мерна опрема за пумпа	26
8.5.2. Арматура на всисниот цевковод	27
8.6. ЦЕВКОВОДИ ПОД ПРИТИСОК	31
8.6.1. Шема на положбата и врсти на цевководите	31
8.6.2. Поединечни цевководи	36
8.6.3. Заеднички (собирни) цевководи	39
8.6.4. Градежни елементи на цевководот	41
8.7. ЗАШТИТА НА ЦЕВКОВОДОТ ОД ХИДРАУЛИЧЕН УДАР	52
8.7.1. Општо за хидрауличниот удар	52
8.7.2. Хидроуличен удар при изненадно застанување на пумпата	58
8.7.3. Заштита на потисниот цевковод од хидрауличен удар	59
8.8. МОНТАЖА, РЕМОНТ И ОДРЖУВАЊЕ НА ПУМПНИТЕ ПОСТРОЈКИ	69
8.9. ФУНДАМЕНТИ ЗА ПУМПНИ АГРЕГАТИ	71
8.10. ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ ЗА МОНТАЖА И ДЕМОНТАЖА НА ПУМПИ И НИВНАТА ОПРЕМА	75
8.11. МЕРКИ НА БЕЗБЕДНОСТ И ЗАШТИТА ПРИ РАБОТА	78

1. ОСНОВНИ ПОИМИ ЗА ПУМПИТЕ

1.1. ДЕФИНИЦИЈА И ОПШТА КЛАСИФИКАЦИЈА

Турбомашина се нарекува машината во која се врши размена на енергија помеѓу работниот флуид, кој струи низ машината, и нејзините подвижни делови (работно коло). Хидраулична машина се нарекува машината која работи со нестислив флуид - вода, додека машините кои работат на пареа или гас се нарекуваат топлотни машини.

Хидрауличната машина која ја прима енергијата од флуидот, кој струи низ машината, се нарекуваат моторни хидраулични машини и тие се *водни турбини*.

Хидрауличната машина која ја предава енергијата на флуидот, кој струи низ машината, се нарекуваат работни хидраулични машини и тиа се *пумпи*.

Постојат и *комбинирани хидраулични машини* со елементи на моторни и работни хидраулични машини и тоа се хидропреносници на снага и *реверзибилни хидраулични машини* кои можат да работат како пумпи и како турбини.

Во понатамошното излагање повеќе ќе зборуваме за работните хидраулични машини т.е. за пумпите.

Според принципот на работа пумпите се делат на: **турбопумпи (лопатични), волуменски (клипни) пумпи и струјни пумпи.**

Принципот на работа на лопатичните пумпи е базиран на взаемното дејство помеѓу лопатките од работното коло и струјниците на работниот флуид. Работното коло врши ротационо движење со одредена аголна брзина, при што ја предава енергијата на флуидот, кој струи низ пумпата, и континуирано го потиснува од влезот спрема излезот на пумпата.

Волуменските пумпи работат на принцип на периодично струење на флуидот низ пумпата, кое се остварува со помош на клип кој се движи праволиниски час во една час во друга насока или со помош еден елемент кој врши ротирачко движење (клип, ротор, запченик, ваљак, мембрана и др.). Пренесувањето на флуидот е со променлива брзина, заради што струењето на излез од пумпата е со пулсации. Во волуменски пумпи спаѓаат: клипните пумпи со просто, двојно и диференцијално дејство, ротационите пумпи-завојни, запчести и крилни, мембрански пумпи и др.

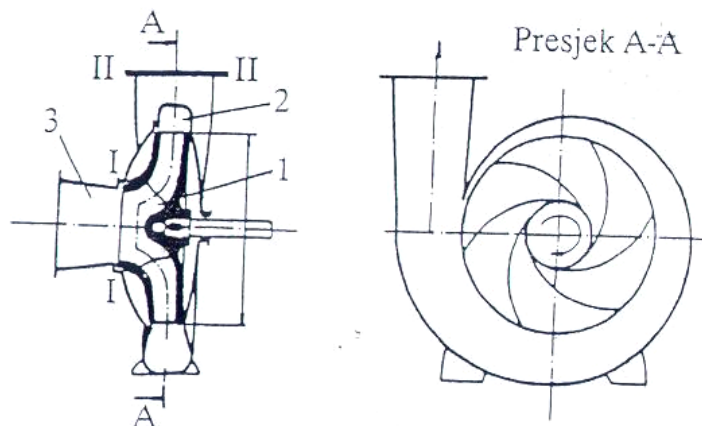
Принципот на работа на струјните пумпи се базира на принципот да за транспорт на работниот флуид се користи кинетичката енергија на друг флуид (пареа или вода). Овие машини се познати под името инјектори, водострујни пумпи и др.

1.2. ПОДЕЛБА, ОСНОВНИ ШЕМИ И ПРИНЦИП НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПИ

Врз основа на насоката на струење на работниот флуид во работното коло, турбопумпите се делата на: **центруфугални, дијагонални и аксијални пумпи.**

На слика 1.1 е прикажана една шема на центрифугална пумпа. Основен работен елемент е работното коло 1. Работното коло се состои од заден (основен) венец и преден венец (капак). Ако работното коло нема преден венец

тогаш работното коло е отворено. Помеѓу двата венци се наоѓа низа од лопатки (вообичаено од 5 до 8). Лопатките и венците образуваат меѓулопатични закривени дифузorni канали низ кои струи работниот флуид. Меѓулопатичните канали се осносиметрично распоредени. Работното коло е поставено на вратило кое со помош на спојница е поврзано со погонски мотор. Работното коло е сместено во куќиште 2, кое во овој случај има облик на спирала, па се нарекува и спирално куќиште, или скратено спирала. Излезниот дел од спиралата се наставува во излезен - одводен дифузор 4 со кој пумпата се поврзува со потисниот - одводниот цевковод. На другата страна на спиралното куќиште се поставува всисен поклопец 3, со чија помош течноста се доведува од всисниот резервоар преку всисниот цевковод до работното коло на пумпата.



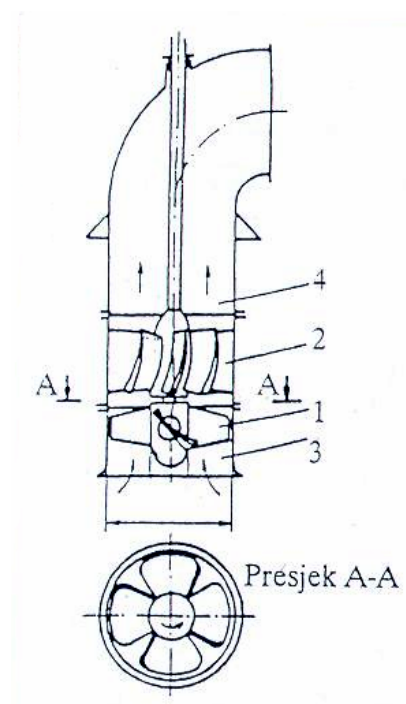
Слика 1.1- Шема на центрифугална пумпа

При ротирање на работното коло на пумпата помеѓу лопатките на работното коло и работниот флуид доаѓа до нивно взаемно дејство. Работниот флуид, под дејство на лопатките од работното коло, ја прима механичката енергија и се поместува под дејство на центрифугалната сила од влезот кон излезот, бидејќи се зголемува струјната енергија – притисна и кинетичка. Во областа на работното коло дел од работниот флуид се движи по осните ротациони површини од оската на работното коло кон периферијата. По излегувањето на работниот флуид од работното коло влегува во спиралата која има за задача да го собере целиот работен флуид кој излегува од работното коло и да го насочи кон потисниот цевковод. Друга задача на спиралата е да изврши трансформација на кинетичката енергија, што ја има работниот флуид на излез од работното коло, во потисна енергија. Процесот на трансформација се одвива и во одводниот дифузор 4.

При влез на работниот флуид во пумпата доаѓа до опаѓање на притисокот (вакуум или подпритисок). Под дејство на атмосферскиот притисок, ако работниот флуид се црпи од отворен резервоар, тој доаѓа во пумпата на местото на работниот флуид кој веќе дошол во контакт со работното коло и така процесот се одвива континуирано.

На сликата 1.2 е прикажана шема на аксијална пумпа. Течноста доаѓа во работното коло 1 преку доводните цевки 3 во насока на оската на работното коло. Во некои случаи како доводна цевка служи добро обликуван влезен дел од пумпата. Работното коло се состои од главчина и неколку лопатки (најчесто од 3 до 8) кои радијално се поставени на главчината. Лопатичниот профил рамномерно и просторно се менува и на секој произволен радиус има облик на аерофил. При ротационо движење на работното коло под дејство на лопатките од работното коло струјната енергија на работната течност се

зголемува при нејзино движење нагоре, а тоа се манифестира со зголемување на притисокот и брзината.

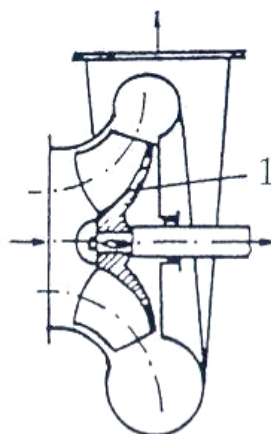


Во областа на работното коло дел од течноста се движи речиси по цилиндрична површина, при што врши истовремено и ротационо и праволиниско движење долж оската на работното коло.

По излезот од работното коло работната течност навлегува во дифузорот 2. Дифузорот претставува неподвижен елемент на кој што има неколку лопатки кои што имаат соодветна просторна површина, која е изведена така да обемот на апсолутната брзина на струењето потполно се намали. На овој начин брзината на струењето низ помошното коло опаѓа, а исто така и кинетичката енергија се намалува, меѓутоа расте притиснатата енергија. После излезот од помошното коло работната течност оди во одводната цевка 4.

Слика 1.2 – Шема на аксијална пумпа

На сликата 1.3 е прикажана една шема на дијагонална пумпа во отворена изведба т.е. пумпата е изведена со спирално кукиште. Течноста во работното коло 1 доаѓа во правец на оската на колото 1, а од колото излегува помеѓу радијален и осен правец.



Слика 1.3 – Шема на дијагонална пумпа

Карактеристично овде е што во меридијански пресек излезната ивица на работното коло се гледа косо во однос на оската на пумпата за разлика од центрифугалните пумпи каде што излезната ивица на работното коло е паралелна со оската на вртење. Често пати работното коло кај завојните пумпи е изведено отворено и немаат преден венец поради специфичните услови на работа.

Во принцип, завојните пумпи може да се изведат во т.н. цевна изведба со спирално кукиште.

1.3. ОСНОВНИ РАБОТНИ ПАРАМЕТРИ НА ПУМПИТЕ

Основни работни параметри за турбопумпите се: проток Q , напор H (единечна работа Y), моќност P и степен на искористување η . Покрај наброените параметри, карактеристични се уште и други параметри, како што се, на пример, брзина на вртење или број на вртежите n , всисна висина H_s и други.

Пројокој претставува количина на течноста која поминува низ пумпата во единица време. Количината на транспортираната течност во единица време може да се изрази на два начина: како волуменски и масен проток.

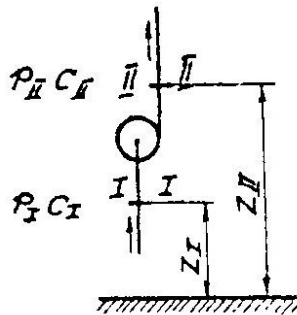
Волуменски *пројок* обично се обележува со Q , а масениот со \dot{m} . Единиците за мерење во SI системот се: $\frac{m^3}{s}$ и $\frac{kg}{s}$ и тие се изведени единици. Зависноста меѓу масениот и волуменскиот проток е

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (1.1)$$

каде ρ е густина на течноста во $\frac{kg}{m^3}$.

Кај пумпите секогаш се смета со волуменскиот проток. Тоа се прави поради тоа што, како што веќе е кажано, овие машини работат со нестислив флуид каде $\rho = const$. Поради тоа протокот останува ист при струењето низ пумпата, односно од влезниот до излезниот пресек.

Во понатамошните разгледувања секогаш ќе се зборува за волуменски проток, кој накратко ќе се нарекува “проток”, а тогаш кога ќе станува збор за масен проток, во тој случај ќе се нагласи дека се работи за масен проток.



Sl. 1.4.

Напорот H или единечната работа Y кај пумпите се дефинира како зголемување на струјната енергија на единица маса од течноста при поминување низ пумпата, т.е. од нејзиниот влезен до излезниот пресек. Единечната работа се изразува во $\frac{J}{kg}$, а напорот H во $\frac{kg \cdot m}{kg}$.

Ако се означат со p_I, c_I, z_I апсолутниот притисок, брзината и геодетската висина за единица маса од течноста на влезот во пумпата (пресек I-I) (сл.1.4), во однос на произволно избрана хоризонтална рамнина, а со p_{II}, c_{II}, z_{II} соодветните величини на излезот од пумпата (пресек II-II). Енергијата на единица маса од течноста (1 kg) на влезот и излезот од пумпата може да се изрази по Бернулиевата равенка како:

$$E_I = \frac{P_I}{\rho} + \frac{C_I^2}{2} + g \cdot Z_I \quad (1.2)$$

и

$$E_{II} = \frac{P_{II}}{\rho} + \frac{C_{II}^2}{2} + g \cdot Z_{II} \quad (1.3)$$

Единечната работа како што претходно е дефинирано, еднаква е на разликата на енергијата на струењето на излезот и влезот во пумпата. Врз основа на искажаната дефиниција ќе биде:

$$Y = E_{II} - E_I = \left(\frac{P_{II}}{\rho} + \frac{C_{II}^2}{2} + g \cdot Z_{II} \right) - \left(\frac{P_I}{\rho} + \frac{C_I^2}{2} + g \cdot Z_I \right) \quad (1.4)$$

или

$$Y = \frac{P_{II} - P_I}{\rho} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2} + g \cdot (Z_{II} - Z_I) \quad (1.5)$$

или, ако тоа се изрази, на пример, во метри столб на течност, која се транспортира, ќе биде:

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\rho \cdot g} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2 \cdot g} + (Z_{II} - Z_I) \quad (1.6)$$

Ако равенката (1.6) се помножи со $\rho \cdot g$ се добива:

$$\Delta p = P_{II} - P_I + \frac{\rho}{2} \cdot (C_{II}^2 - C_I^2) + \rho \cdot g \cdot (Z_{II} - Z_I) \quad (1.7)$$

каде е $\Delta p = \rho \cdot g \cdot H$. Во овој случај измерената величина е во Pa ($\frac{N}{m^2}$ или $\frac{J}{m^3}$) и се нарекува општ напор на пумпата и обично се означува со Δp .

Ако наместо напорот H ја дефинираме единечната работа Y за единица маса на течноста (kg), таа се пресметува според изразот (1.5) и измерената величина се пресметува во $\frac{J}{kg}$ и по изразот (1.6) во $(\frac{kg \cdot m}{kg})$, т.е. за напор.

Во понатамошните излагања кај пумпите ќе се користи изразот и дефиницијата за напорот H .

Кај пумпите се користи поимот корисна (ефективна) моќност и моќност на вратилото (конзумирана моќност).

Корисната (ефективната) моќност се одредува како пораст на енергијата на течноста која се транспортира со пумпата во единица време (1s), па според тоа имаме:

$$P_e = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H \quad [W] \quad (1.8)$$

$$P_e = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000} \quad [kW] \quad (1.9)$$

Моќноста на вратилото (конзумираната моќност) P е поголема од корисната моќност P_e поради покривање на разните губитоци во пумпата.

Вкупен (општ) степен на корисност се дефинира како однос на корисната моќност и моќноста на вратилото, т.е.

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (1.10)$$

односно

$$P = \frac{P_e}{\eta} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{\eta} \quad [W] \quad (1.11)$$

или

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad (1.12)$$

Корисната моќност може да се пресмета и со помош на изразот (1.9) кога ќе се воведе општ притисок Δp и тоа:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad (1.13)$$

Губитоците на моќност кај пумпите можат да бидат хидраулични, волуменски и механички. Поради тоа и соодветните степени на корисност ќе се нарекуваат хидраулични η_H , волуменски η_Q и механички η_m .

Хидраулични губитоци претставуваат губитоците на енергија која се троши за совладување на хидрауличните отпори при струење на течноста низ меѓулопатичните канали на работното тркало и неподвижните елементи пред и зад работното коло. Ако со H се означи напорот, кој треба да го оствари пумпата и да го предаде на течноста, а со ΔH се означат губитоците во пумпата, тоа работно коло треба да предаде (соопшти) на течноста напор:

$$H_k = H + \Delta H \quad (1.14)$$

H_k се нарекува напор на работното коло на пумпата, т.е. напор кој треба да го оствари работното коло или како што во литературата се нарекува, како теоретски напор (1,2,4).

Волуменски (проточни) губитоци претставуваат губитоци на протокот во процепите помеѓу неподвижниот дел од пумпата (оклопот) и предниот венец на работното коло, потоа губитоците низ отворите во задниот венец од работното коло за изедначување на осниот притисок. Ако е Q потребниот проток на пумпата, кој треба да се транспортира до потрошувачот, а ΔQ волуменски губитоци низ пумпата, тогаш работното коло треба да го оствари вистинскиот проток

$$Q' = Q + \Delta Q \quad (1.15)$$

Моќноста која е соопштена од страна на работното коло на течноста, која низ него струи (често се нарекува хидраулична моќност), е:

$$P_k = \rho \cdot Q' \cdot g \cdot H_k = \rho \cdot (Q + \Delta Q) \cdot g \cdot (H + \Delta H) \quad (1.16)$$

Механичките губитоци претставуваат губитоци на триење во лежиштата од вратилото на работното тркало, во заптивките каде вратилото поминува низ околот на пумпата и триење на спојката со околниот воздух.

Ако со ΔP се означи моќноста која се троши за совладување на овие губитоци, неопходната моќност на вратилото во тој случај ќе биде:

$$P = P_k + \Delta P \quad (1.17)$$

Механичкиот сѐејен на корисност ги дефинира механичките губитоци. Се одредува како однос меѓу моќноста на работното коло (хидраулична моќност) и моќноста на вратилото на пумпата, односно:

$$\eta_m = \frac{P_k}{P} = \frac{P_k}{P_k + \Delta P} \quad (1.18)$$

Волуменскиот сѐејен на корисност ги дефинира губитоците на протокот при поминување низ пумпата. Тој се одредува со изразот:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q'} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (1.19)$$

Хидрауличниот степен на корисност ги дефинира хидрауличните губитоци во пумпите. Се одредува со изразот:

$$\eta_H = \frac{H}{H_k} = \frac{H}{H + \Delta H} \quad (1.20)$$

Вкупниот степен на корисност на пумпата се дефинира како производ од овие три степени на корисност и ќе биде:

$$\eta = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_m \quad (1.21)$$

Пумпите, како работни машини, се пресметуваат за одреден работен режим, т.е. проток Q , напор H (притисок Δp или единечна работа Y) при зададена брзина на вртење n . Ваквиот работен режим се нарекува *пресметковен*. Режимот на работа при кој пумпата има оптимален (максимален) степен на корисност се нарекува *оптимален* (нормален), а параметрите Q , H и P при тој режим на работа се оптимални или нормални (се бележат со Q_N, H_N, P_N). Обично оптималниот и пресметковниот режим на работа се подудараат. Со промената на протокот Q , при постојана брзина на вртење n , осетно се менува напорот H , моќноста P и степенот на корисност η . Јасна претстава за тие промени даваат работните карактеристики на пумпата. *Работните карактеристики на пумпата* даваат графичка зависност помеѓу протокот Q и останатите работни параметри на пумпата, кои се одредуваат со испитување на испитна маса при постојана брзина на вртење $n = \text{const}$.

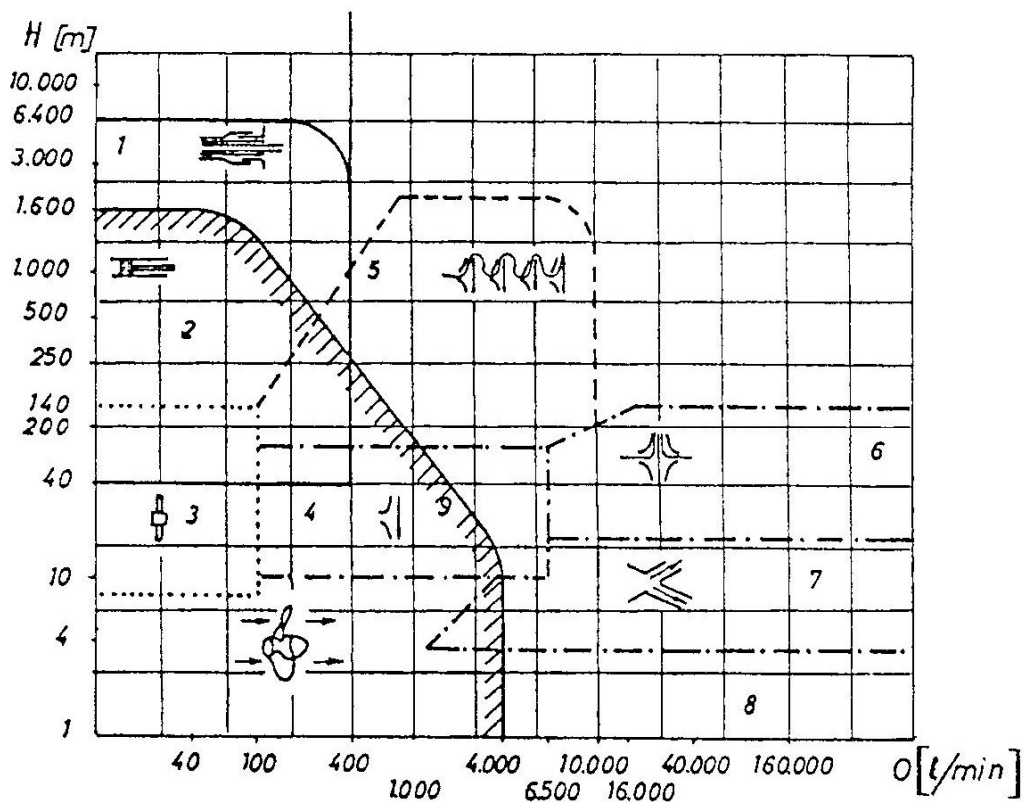
1.4. ОБЛАСТ НА ПРИМЕНА НА ПУМПИТЕ ВО ЗАВИСНОСТ ОД НИВНИТЕ КОНСТРУКТИВНИ ИЗВЕДБИ

Ако се зборва за можниот проток, кој пумпата може да го оствари, тогаш (сл.1.5) пумпите се класифицираат на: клипни пумпи со висок притисок со потопен клип (плунжер) (1), клипни пумпи воопшто (2), самовисни пумпи (3), едностепени центрифугални пумпи (4), повеќестепени центрифугални пумпи (5), двострујни центрифугални пумпи (6), завојни (дијагонални) пумпи (7), осни (пропелерни) пумпи (8) и волуменски- ротациони пумпи (9).

Пумпите набројани под бр. 3, 4, 5 и 6 спаѓаат во групата на центрифугални пумпи, а под 1, 2 и 9 се волуменски пумпи. Под бр. 8 се осни, а под бр. 7 се завојни пумпи чија област на примена, со оглед на протокот и напорот, лежат помеѓу центрифугалните и аксијалните пумпи.

Ако се изврши квалитативна анализа на пумпите и се дадат нивните предности и недостатоци, со оглед на можноста за примена, тогаш се доаѓа до следниот заклучок:

Воопштено не може да се каже која врста- тип ќе се употреби во одредени случаи. Според наведените параметри, кои се дадени на сл.1.5, земајќи ги во предвид и приликите за дадениот случај дали ќе се одбере лопатична или волуменска пумпа, решението само се наметнува.



Sl. 1.5.

Турбојумпи (лопатични). Центрифугалните, завојните и аксијалните пумпи обезбедуваат континуиран проток при висок степен на корисност. Затоа што по конструкција се многу прости обезбедуваат висока сигурност во работата и долготрајна работа. Конструкцијата на проточниот дел на лопатичните пумпи дава можност за транспортирање нечисти течности. Поради тоа што овие пумпи работат со високи брзини на вртење, се овозможува непосредна- директна врска со погонски електромотори или мотори со внатрешно согорување што го прави агрегатот компактен и со мали димензии.

Сите овие позитивни особини на турбопумпите- центрифугални, завојни и аксијални пумпи, доведоа до тоа денес да се јавуваат како основен и најраширен тип на пумпи во секојдневната употреба во сите области на економијата. Како недостаток на овие пумпи треба да споменеме дека овие пумпи не може да се применат каде што се потребни релативно мали протоци, а многу високи напори (притисоци). Ова се објаснува со тоа дека овие пумпи во оваа област би работеле со мали степени на корисност, затоа што бројот на степени на ваквите пумпи, поради високиот напор, може да биде многу голем. Како потенцијален недостаток на овие пумпи може да се земе во предвид и тоа што овие пумпи пред пуштање во работа треба задолжително да се “залечат”, т.е. всисниот вод од пумпата да се исполни со работна течност до нивото на течност во резервоарот.

Волуменски пумпи (клијни и ротациони). Овие пумпи имаат голема предност во однос на центрифугалните пумпи во поглед на степенот на корисност, затоа што степенот на корисност на овие пумпи е поголем од оној на центрифугалните пумпи при мали протоци и високи напори, односно притисоци. Сложеноста на конструкцијата, нерамномерноста на

протокот, сложеноста во поглед на поврзување со погонски мотор, посотењето вентили, поголемите димензии односно маса, ја ограничува областа на нивната примена.

Волуменските пумпи со ротациони и подвижни клипови, конструктивно се попусти и обезбедуваат континуиран проток. Многу малите протоци на спиралните и запчестите пумпи ја ограничува нивната примена на област на примена во хидрауличните системи, автоматиката и подмачкувањето на машините.

Овде се дава преглед за избор на пумпи со оглед на нивните недостатоци и предности, за нивна правилна примена во пракса, како и граница помеѓу центрифугали и клипни пумпи.

Параметар	Турбопумпи	Клипни пумпи
Проток Q	Практично се применуваат до сите максимално можни протоци, при што протокот е континуиран.	Практично се применуваат за протоци од $0,035 \text{ m}^3/\text{s}$. При овој проток струењето на течноста во потисниот цевовод има пулсирачки карактер.
Напор H	При високи брзини на ротација и при поголем број на работни кола остваруваат високи напори или притисоци.	При ниски брзини на ротација и добар степен на корисност овие пумпи остваруваат висок напор или притисок.
Брзина на ротација на пумпата и погонскиот мотор	Брзината на ротација може да биде во граници од 700 до 3000 врт/мин ако не се впрегне со парни турбини.	Брзината на ротација може да биде во граници од 100 до 300 врт/мин. Постои можност за спојување со брзоодни мотори преку редуктор.
Степен на корисност	Степенот на корисност кај мали протоци е мал. При поголеми протоци, т.е. кај големи пумпи е висок.	Степенот на корисност практично останува посотојан како кај мали така и кај големи протоци и напори.
Орган за затворање	На почеток всисниот вод во резервоарот се поставува на всисна корпа со заштитна мрежа и вентил кој овозможува течноста да не се враќа од всисниот вод во резервоарот. На потисниот цевовод се поставува решетка или вентил за регулирање на протокот. Позади решетката кај големите пумпи доаѓа повратна клапна.	Примена на повратна клапна не е потребна. Помеѓу вентилот или клапната секогаш се поставува сигурносен вентил со повратен вод кој, по правило, течноста ја враќа во резервоарот за црење.

2. ОСНОВИ НА ТЕОРИЈАТА НА РАБОТА НА ТУРБОПУМПИТЕ

Теориските набљудувања и хидрауличната пресметка на пумпите, се засноваат на познатите закони од маханика на флуиди. Обично при тоа се предпоставува дека низ пумпата струи нестислив и невискозен флуид, $\rho = \text{const}$ и дека струењето е постојано, односно независно од времето t .

2.1. РАВЕНКА НА КОНТИНУИТЕТ

Протокот на маса на елементарен дел од течноста $d\dot{m}$ (еднаков е на производот на густината ρ и волуменскиот проток dQ) не се менува во непрекинатото струјно поле за време на движењето, поради тоа важи равенката:

$$d\dot{m} = \rho dQ = \text{const}$$

Согласно со законот за одржување на материјата масениот \dot{m} \dot{m} \dot{m} во секој \dot{m} \dot{m} \dot{m} пресек на елементарниот \dot{m} \dot{m} \dot{m} струјно влакно \dot{m} \dot{m} \dot{m} при \dot{m} \dot{m} \dot{m} стационарно \dot{m} \dot{m} \dot{m} (постојано) \dot{m} \dot{m} \dot{m} струење е константна големина. Може при тоа елементарниот волумен на елементарниот дел од течноста да се зголеми, но затоа густината ќе се намали и обратно, бидејќи нивниот производ при тоа мора да остане константен. Ова однесување на елементарниот дел од течноста се изразува со математичката равенка:

$$\rho_1 dA_1 c_1 = \rho_2 dA_2 c_2 = \dots = \rho dA_c = d\dot{m} = \text{const} \quad (2.1)$$

каде:

ρ_1, ρ_2, ρ - густина на течноста во елементарните струјни пресеци dA_1, dA_2, dA_c
 c_1, c_2, c - брзина на струење во разгледуваниот попречен пресек.

$d\dot{m}$ - масениот проток на разгледуваното струјно влакно $d\dot{m} = \rho dQ$

Ако е $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$ т.е. флуидот е нестислив, тогаш равенката (2.1) добива облик:

$$c_1 dA_1 = c_2 dA_2 = \dots = c dA = dQ = \text{const} \quad (2.2)$$

каде е:

dQ - волуменски проток во m^3/s во произволен попречен пресек на струјното влакно.

Равенките (2.1) и (2.2) познати се како *равенки на континуитет* или *равенки на непрекинатост* за струење на флуидот во струјното влакно.

Горните равенки важат и за струење во канали и цевки со неограничен попречен пресек A_1, A_2, \dots, A . Во случај да е $\rho = \text{const}$, равенката добива облик:

$$c_{1m} A_1 = c_{2m} A_2 = \dots = c_m A = Q = \text{const} \quad (2.3)$$

каде е: c_{1m}, c_{2m}, c_m - средна брзина на струењето во соодветниот попречен пресек нормално на попречниот пресек.

Од равенката (2.3) следи дека е:

$$c_m = \frac{Q}{A} \quad (2.4)$$

2.2. БЕРНУЛИЕВА И ЕНЕРГЕТСКА РАВЕНКА ЗА ПУМПА

Струјната енергија на течноста во општ случај е еднаква на три вида на енергија: енергија на положба, притисна енергија и кинетичка енергија.

Бернулиевата равенка го изразува законот за одржување на енергијата на невискозен флуид кој струи. За елементарно струјно влакно и за константно струење на невискозна (идеална) течност, Бернулиевата равенка се состои од три вида на енергии долж струјното влакно (струјни линии) и има константна големина. Во струјното влакно може да се повлечат векторски линии на брзината т.н. струјни линии, или струјници. На секоја точка на струјната линија припаѓа вектор на брзината чиј правец е тангента на струјната линија. Ако оваа линија се однесува на единица на маса на флуидот (1kg), Бернулиевата равенка има облик:

$$\frac{p}{\rho} + gZ + \frac{c^2}{2} = const \quad (2.5)$$

каде:

p -притисок во разгледуваниот пресек, Pa

z -координата на произволниот елементарен пресек (вертикално растојание од хоризонталната реперна рамнина, или тежиштето на разгледуваниот пресек), m

c -брзина на струење во разгледуваниот пресек, m/s.

Ако претходната равенка (2.5) се подели со забрзувањето на земјината тежа g , се добива:

$$\frac{p}{\rho g} + Z + \frac{c^2}{2g} = const \quad (2.6)$$

Поедини членови во равенката (2.6) претставуваат енергија која се однесува на единица маса на течност (1kg) и димензијата е во m .

Ако равенката (2.5) се помножи со ρ , тогаш се добива облик:

$$p + \rho gZ + \rho \frac{c^2}{2} = const \quad (2.7)$$

Во овој случај поедини членови претставуваат енергија, која се однесува на единица волумен ($1 m^3$), а единицата мерка е Pa.

Енергијата, која се однесува на 1kg или $1 m^3$ течност се нарекува *специфична енергија на течноста*. Во тој случај Бернулиевата равенка означува општа специфична енергија на струење долж струјните влакна (струјна линија) и е константна величина, но поедини членови можат да ја променат својата вредност во текот на струењето.

За струење на невискозен флуид во произволно голем пресек на константно струјна енергија може да имаат различни бројни вредности долж струјната линија. Ако пак, струењето е потенцијално тогаш константата за секоја струјна линија долж струјниот простор е еднаква.

Ако струи реална (вискозна) течност тогаш при струењето на течноста се јавуваат хидраулични губитоци поради вискозноста. Во тој случај Бернулиевата равенка за невискозни флуиди преминува во *енергетска равенка*. Напишана за два произволни пресеци, на пример, за 1 kg течност, има облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \alpha_1 \frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \alpha_2 \frac{c_2^2}{2g} + H_{g1-2} \quad (2.8)$$

каде што:

H_{g1-2} -хидраулички губиток на струјната енергија помеѓу два разгледувани пресеци.

За стварно (реално) струење во канал со произволна големина на попречниот пресек, равенката (2.8) има облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \alpha_1 \frac{c_{1m}^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \alpha_2 \frac{c_{2m}^2}{2g} + H_{g1-2} \quad (2.9)$$

каде што:

c_{1m} и c_{2m} - средна брзина на струење на попречен пресек
 α_1 и α_2 - коефициент на кинетичка енергија.

Коефициентите на кинетичка енергија ги земаат во предвид нерамномерно распределените брзини нормални на попречниот пресек на струењето, поради што пресметаната кинетичка енергија со средна брзина на струење е различна од стварната. Вообичаено е $\alpha=1.02-1.11$, но за приближно пресметување се зема дека е $\alpha=1.00$.

Во случај кога струењето се одвива во канали, кои се вртат околу своите оски со аголна брзина $\omega=const$, тогаш се зема во предвид силата на тежа и инеционата масена сила за преносно движење. Во тој случај Бернулиевата равенка за струјно влакно на невискозни течности (на пр. за 1kg), добива облик:

$$\frac{p}{\rho g} + Z + \frac{w^2 - u^2}{2g} = const \quad (2.10)$$

каде:

w и u - соодветна релативна и обемна (преносна) брзина на струење во соодветен пресек, $u=\omega r$ (r радиус каде што се разгледува попречниот пресек).

За струење на вистински (реални) течности енергетската равенка за два произволни пресеци, има облик:

$$\frac{p_1}{\rho g} + Z_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + Z_2 + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g} + H_{g1-2} \quad (2.11)$$

Бернулиевата равенка напишана за вискозни (реални) течности се нарекува *енерџетска равенка* во однос на Бернулиевата равенка која важи за невискозни (идеални) течности.

Енергетската равенка за релативно струење наоѓа своја примена при проучување на струењето во работното коло кај пумпите или воопшто кај сите турбомашини.

2.3. ЗАКОН ЗА КОЛИЧЕСТВО НА ДВИЖЕЊЕ И МОМЕНТ НА КОЛИЧЕСТВОТО НА ДВИЖЕЊЕ

Како што се знае од класичната механика, законот за количеството на движење и моментот на количеството на движење важи за секој систем на материјални точки ако внатрешните сили по парови се поништуваат, т.е. кога системот на тие сили се наоѓа во рамнотежа. Затоа двата закони може да се користат и во механика на флуиди, како за вискозни, така и за невискозни флуиди. Може да се издвои само еден дел од флуидниот простор и на неговата маса да се применат овие закони, но при тоа треба да се води сметка за силите кои делуваат на граничните површини.

Со помош на овие закони се покажува, дека ако во *почетниот* или *крајниот* *појречен* *пресек* на *елементарното* *струјно* *vlakно*, *струењето* е *постојано* (*стационарно*) со брзини c_1 и c_2 , *тогаш* *елементарната* *сила* dF_R со која *граничните* *површини* *делуваат* на *струјното* *vlakно* е еднаква:

$$dF_R = dm(c_1 - c_2) \quad (2.12)$$

каде:

dF_R -елементарна резултантна сила во која се вбројуваат волуменските сили, силите од триења и силите на притисок кои ги напаѓаат граничните површини. Површинските сили во флуидот взаемно се поништуваат (N);

dm -масен проток во струјното vlakно $dm = \rho cd A$, /kg/s/,

dA -произволен елементарен попречен пресек на струјното vlakно(m²)

Ако струењето на течноста со волумен V е ограничено со затворена гранична површина, делот кој претставува опструјуван канал (гранична површина), а A_1 и A_2 се влезна и излезна контролна површина тогаш резултантната сила F_R за ограничено струење се одредува со помош на равенката:

$$F_R = F_K + \int_A \sigma dA + \int_V \rho \Pi dV = \int_{A_2} c_2 dm - \int_{A_1} c_1 dm \quad (2.13)$$

каде што:

F_K - резултантна сила со која граничните површини делуваат на течноста,

σ - напон на граничната површина A , (може да има во општи случаи нормална и тангенцијална компонента),

ρ - масена сила на единица маса.

Од равенката (2.13) следува дека:

$$F_K = \int_{A_2} c_2 d\dot{m} - \int_{A_1} c_1 d\dot{m} + \int_A \sigma dA + \int_V \rho \Pi dV \quad (2.14)$$

Реакциската сила со која течноста делува на граничната (контролна) површина е:

$$F_R = -F_K = \int_{A_1} C_1 d\dot{m} - \int_{A_2} C_2 d\dot{m} + \int_A \sigma dA + \int_V \rho n dV \quad (2.15)$$

За струење на течноста во канали со произволна големина на попречниот пресек, во кои во крајните пресеци струјните линии се паралелни, резултатната сила F_R може да се одреди по равенка, која за праксата е прифатлива:

$$F_R = \dot{m}(c_{2m} - c_{1m}) \quad (2.16)$$

каде што:

c_{2m} и c_{1m} - средна брзина во крајниот и почетниот пресек,

\dot{m} - масен проток.

Изведената равенка важи и за компонентите на силата во Декартовиот координатен систем. Во тој случај се земаат во предвид соодветните проекции на брзината и се поставуваат сакларни равенки.

Законот за промена на моментот на количеството на движење во механиката може да се примени и кај струење на течности и одредување на моментот M и тоа како резултат од сите надворешни сили кои делуваат на контролната (гранична) површина на струење, или моментот M_R , на резултатната сила, со која течноста делува на околината, ограничена со гранична површина спрема дадената точка O (или оската).

Овај закон применет за струјно влакно и стационарно струење добива форма:

$$dM_R = d\dot{m}(r_2 \cdot c_2 - r_1 \cdot c_1) \quad (2.17)$$

каде што:

dM_R -елементарен резултатен момент околу избрана точка O ;

c_1 и c_2 -брзина на почетниот и крајниот пресек dA_1 и dA_2 на струјното влакно;

r_1 и r_2 -радиус на вектори во пресеците dA_1 dA_2 со почеток во точката O ;
 $d\dot{m} = \rho dQ$ - масен проток

За струење на течност со одреден волумен V која е ограничена со контролирана гранична затворена површина, чии дел претставува струен канал, а A_1 и A_2 се влезни и излезни контролни површини по аналогија со равенките (2.13), (2.14) и (2.15) може да се напишат следните равенки:

$$M_R = M_K + \int_A (r \cdot \sigma) dA + \int_V \rho(r \cdot \Pi) dv = \int_{A_2} (r_2 \cdot c_2) dm - \int_{A_1} (r_1 \cdot c_1) dm \quad (2.18)$$

или

$$M_K = \int_{A_2} (r_2 \cdot c_2) dm - \int_{A_1} (r_1 \cdot c_1) dm - \int_A (r \cdot \sigma) dA - \int_V \rho(r \cdot \Pi) dv \quad (2.19)$$

$$M_R = -M_K = \int_{A_1} (r_1 \cdot c_1) dm - \int_{A_2} (r_2 \cdot c_2) dm + \int_A (r \cdot \sigma) dA + \int_V \rho(r \cdot \Pi) dv \quad (2.20)$$

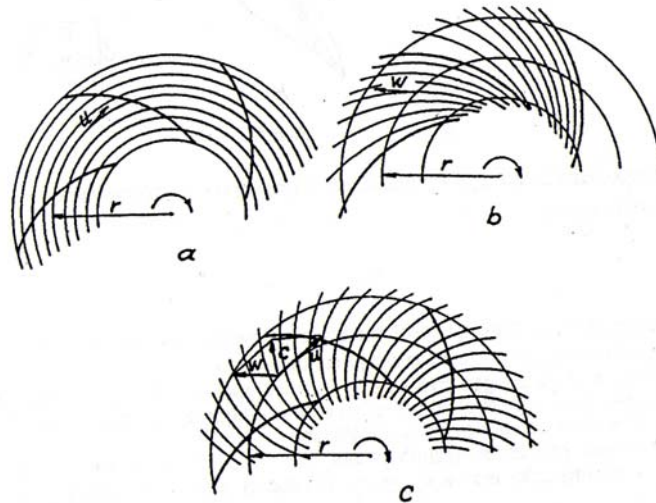
каде што:

M_K - резултантен момент со кој граничните површини делуваат на течноста која струи.

2.4. КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕ ВО РАБОТНОТО КОЛО НА ПУМПИТЕ

Општо за кинематиката на струење во работното коло на пумпите

Работното коло е основен работен елемент на секоја лопатикина пумпа (турбопумпа) и претставува посредник при трансформацијата на доведената механичка работа во струјна енергија. Добиената енергија од работното коло се манифестира со зголемување на напорот (притисокот) и брзината (кинетичката енергија), а со самото тоа се обезбедува и проток низ пумпата.



Слика 2.1.

Се набљудува работно коло на центрифугална пумпа кое ротира околу својата оска со одредена аголна брзина ω (слика 2.1.). Апсолутната брзина на струењето c во работното коло се набљудува како резултат од преносната брзина u и релативната брзина на течноста низ колото w . Струјните линии на

преносното движење се претставуваат со концентрични кругови, а преносната брзина u претставува тангента на елементарен дел од течноста (слика 2.1.-а). Струјните линии на релативното струење поставени се по должина помеѓу лопатките, а нивниот облик е одреден со обликот на лопатките на работното коло. Релативната брзина w на елементарен дел од течноста е вектор кој ја тангира струјната линија на релативното струење во набљудуваната точка (слика 2.1.-b).

Брзината на аголното струење c е вектор кој е збир на векторите на брзините на преносното u и релативното w струење.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.21)$$

\vec{c} -вектор на апсолутна брзина

\vec{u} -вектор на преносна брзина

\vec{w} - вектор на релативна брзина

Апсолутната брзина на струењето c е тангента на апсолутното струење (слика 2.1.-c)

За да се добие висок степен на полезно дејство (корисност) на пумпата при оптимален работен режим, неопходно е да струењето во поедини елементи од пумпата (работно коло, спирала) биде стационарно, и тоа: апсолутното струење во неподвижни елементи, а релативното струење во ротационите елементи на пумпата.

Апсолутното струење во вистинско работно коло неможе да биде стационарно заради тоа што постојат и се во меѓусебно дејство силите помеѓу лопатките на работното коло и течноста на предната страна на лопатките, која е поголема од онаа на задната страна на лопатките. Заради разликата на овие сили на страните на лопатките, а согласно со Бернулиевата равенка релативната брзина ќе биде помала на предната страна на лопатките, а поголема на задната страна на лопатките.

2.4.1. Кинематика на рамнинско струење во работното коло на пумпите

На слика 2.2. е прикажано работно коло на центрифугална пумпа и брзините кои го карактеризираат струењето низ него. Колото е прикажано во меридијанска и ортогонална (хоризонтална) проекција. Меридијански пресек претставува пресек на работното коло со рамнина која поминува низ неговата оска на ротација, при што излезниот и влезниот раб на лопатките на работното коло се прикажани со вистинските радиуси, односно пречници. Ортогонален пресек претставува пресек на колото со рамнина нормална на неговата оска на ротација.

За поедноставно разгледување на кинематиката на струењето се претпоставува дека струењето низ работното коло е рамнинско т.е., површините во кои лежат струјните линии се нормални на оската на ротација.

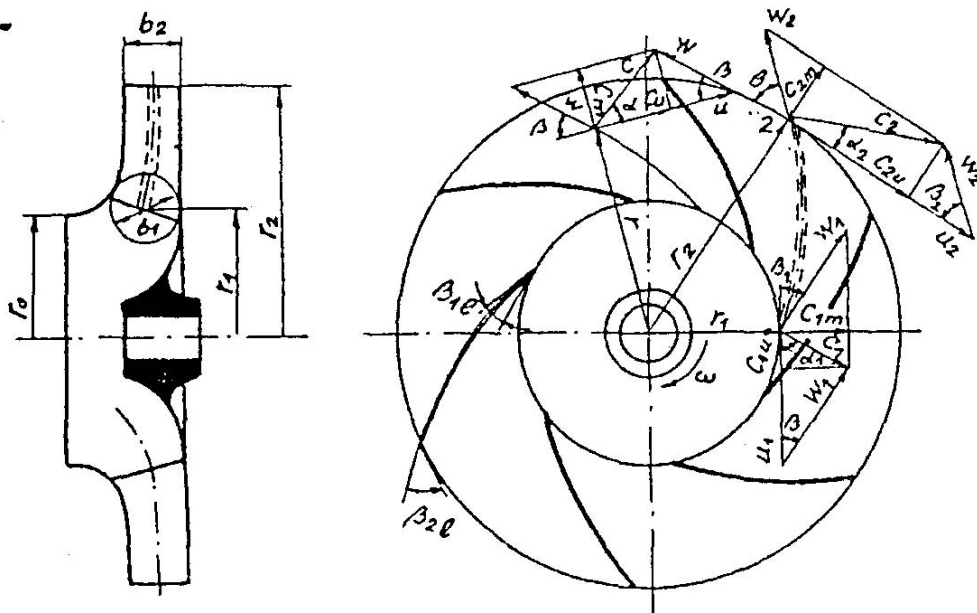
Во меридијански пресек струјните линии во областа на работното коло се прави линии нормални на оската на ротација, а векторите на брзините се проектираат во ортогонален пресек во вистинска големина. Овој случај одговара на вистинското струење во работното коло. Лопатките лежат во меридијанската рамнина и имаат релативно мала широчина и голема должина. Лопатките на ваквите работни кола се цилиндрични и лежат во една рамнина т.е., не се **просторно** закривени.

Ако произволната точка К се наоѓа во меѓулопатичен простор на радиус r , таа има преносна брзина $\vec{u} = r \cdot \vec{\omega}$ и релативната брзина е w . Апсолутната брзина на струењето \vec{c} во тој случај представува дијагонала на паралелограмот со страни \vec{u} (преносна брзина) и w (релативна брзина), во разгледуваната точка од течноста која струи. Триаголникот на брзини образуван од \vec{u} , w и \vec{c} представува триаголник на брзини во разгледуваната точка К долж струјниот простор од влез до излез од работното коло. Карактеристичните агли во триаголникот на брзини се: аголот β помеѓу правецот на релативната брзина w и негативниот правец на преносната (обемна) брзина \vec{u} и аголот α помеѓу правецот на апсолутната брзина \vec{c} и преносната брзина \vec{u} .

Проекцијата на апсолутната брзина \vec{c} во меридијанската рамнина во разгледуваната точка се нарекува меридијанска компонента на апсолутната брзина на струењето и се означува со \vec{c}_m . Бидејќи струењето е усвоено дека е рамнинско, меридијанската компонента $\vec{c}_m = \vec{c}_r$ т.е. меридијанската брзина е радијална (\vec{c}_r -радијална компонента). Проекцијата на апсолутната брзина c во правец на преносната брзина т.е. нормално на меридијанската рамнина се означува со c_u и се нарекува преносна компонента на апсолутната брзина \vec{c}_u .

На слика 2.2. се прикажани триаголниците на брзините за точките 1 и 2 на влез и излез од работното коло. Аголот β_1 лежи помеѓу релативната брзина на влез w_1 и неговиот правец на преноснатата брзина на влез u_1 , а аголот β_2 лежи помеѓу релативната брзина на излез w_2 и преносната брзина на излез u_2 . Преносните брзини \vec{u}_1 и \vec{u}_2 се нарекуваат обемни односно периферни брзини на работното коло.

Аголот на лопатката на работното коло β_l на даден радиус r е агол што се образува помеѓу правецот на тангентата на лопатката и негативниот правец на преносната брзина \vec{u} . Влезниот агол на лопатките β_{1L} и излезниот агол на лопатките на работното коло β_{2L} одредени се аналогно за влезниот и излезниот раб на лопатките на работното коло во рамнина (слика 2.2.).



Слика 2.2

Се претпоставува дека работното коло има бесконечно многу лопатки ($Z_K = \infty$) и дека тие се бесконечно тенки ($\delta = 0$). За ваква идеализирана шема на струење зададена е таканаречена струјна теорија на центрифугални пумпи. Струјните линии во вакво струење се осносиметрични, а триаголниците на брзини се окарактеризирани со аглиите β_{1L} и β_{2L} ($\beta_{1L} = \beta_1$; $\beta_{2L} = \beta_2$). Релативните брзини се означуваат со $w_{1\infty}$ и $w_{2\infty}$ додека останатите брзини со u и c_m не носат индекс ∞ , бидејќи тие не зависат од обликот на струјните линии за релативно струење.

2.4.2. Кинематика на просторно струење во работното коло на пумпите

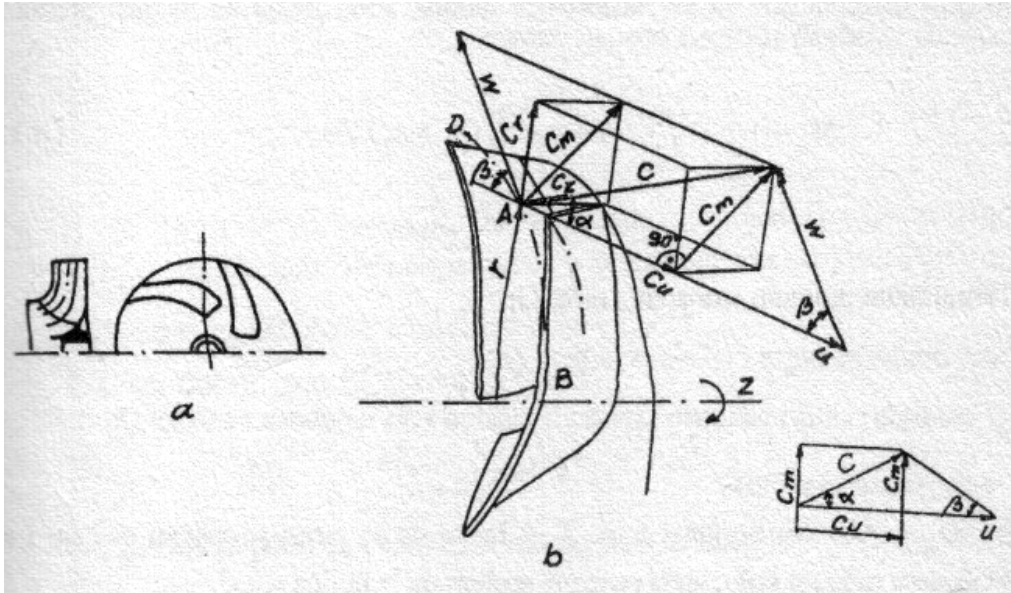
Често во практиката се среќаваат турбопумпи со работно коло што има лопатки кои не лежат во меридијанската рамнина. Кај нив површината е сложена и лежат во простор. Струењето на течноста зависи од обликот на лопатките, и бидејќи тие се со просторен облик и струењето ќе биде **просторно**.

На сликата 2.3. е прикажана шема на работно коло со просторен облик на лопатките. Струјните линии за релативно и апсолутно струење во меѓулопатичен канал имаат сложен облик, бидејќи меридијанската проекција на струјните линии во меридијанскиот пресек претставуваат криви линии (слика 2.3.-а).

Апсолутната брзина \vec{c} во некоја произволна точка А во меѓулопатичниот канал е векторски збир на три заемно нормални брзини \vec{c}_u , \vec{c}_z , \vec{c}_r (слика 2.3.-б):

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_z + \vec{c}_r \quad (2.22)$$

\vec{c}_u - проекција на апсолутната брзина во правец на преносната брзина u
 \vec{c}_z - проекција на апсолутната брзина на струењето во правец на радиусот r
 \vec{c}_r - проекција на апсолутната брзина c во правец на Z-оска



Слика 2.3

Компонентите на брзините \vec{c}_r и \vec{c}_z лежат во меридијанската рамнина и нивниот векторски збир пртставува меридијанска брзина.

$$\vec{c}_m = \vec{c}_r + \vec{c}_z \quad (2.23)$$

И кај просторното струење апсолутната брзина \vec{c} е векторски збир на преносната и релативната брзина на струење која има насока на тангентата на струјницата, $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$

Во овој случај триаголникот на брзини не лежи во рамнина нормална на оските на ротација.

Вообичаено кај центрифугалните пумпи важи условот дека на излезниот раб на лопатките е $c_z = 0$ а меридијанската брзина е $c_m = c_r$. Во останатите делови од струјниот простор учествува компонентата c_z и нејзината големина зависи од закривеноста на струјната линија во меридијанска рамнина.

Работното коло на завојните пумпи се карактеризира со просторно закривени лопатки по цела должина и со постоење на компонентата на апсолутната брзина c_z во меѓулопатичниот простор.

Кај работните кола на аксијалните пумпи обично $c_r = 0$ и $c_m = c_r$, од каде следи дека:

$$\vec{c} = \vec{c}_u + \vec{c}_z \quad (2.24)$$

2.5. ОСНОВНА РАВЕНКА ЗА НАПОР (ЕДИНЕЧНА РАБОТА) НА ПУМПИ

2.5.1. Изведување со помош на закон за момент на количеството на движење

Напорот на работното коло H_k може да се одреди со помош на брзината на влез и излез од работното коло. Нивната зависност се утврдува на основа на веќе познати равенки.

Струењето во работното коло може да се набљудува како збир на елементарни струења со елементарниот масен проток dm . Струењето се карактеризира со триаголници на брзини на влез и излез од работното коло.

Резултантниот момент на силите со кој лопатките на работното коло делуваат на течноста спрема оската на вртење може да се одреди користејќи го познатиот израз:

$$M_K = \int_{A_2} (r_2 x c_2) dm - \int_{A_1} (r_1 x c_1) dm \quad (2.25)$$

каде:

M_K - резултантен момент на силата спрема точката O;

c_1 и c_2 - брзина на влез и излез од работното коло;

r_1 и r_2 - радиус на векторите на влез и излез од работното коло во однос на точката O;

$dm = \rho dQ$ - масен проток.

Моментот M_K спрема оската на ротирање z (слика 2.3) може да се изрази во општ случај и за просторно струење во работното коло, кога ќе се земе во предвид дека брзината е:

$$c = c_u + c_r + c_z$$

Секој момент на брзината може да се представи во облик:

$$(cxr) = (c_u + c_r + c_z)xr = c_u xr + c_r xr + c_z xr \quad (2.26)$$

Моментите на компонентите на брзината c_r и c_z спрема оската на ротација еднакви се на нула, т.е. $c_u \times r = 0$, и $c_z \times r = 0$, првиот поради колинеарност на векторите c_r и r , а вториот поради колинеарност на векторите на брзини c_z и оската на ротација z . Поради наброените причини останува само моментот на брзина $c_u \times r$ и изразот (2.25) го добива обликот:

$$M_K = \rho \int_{A_2} (r_2 x c_{2u}) dQ - \rho \int_{A_1} (r_1 x c_{1u}) dQ \quad (2.27)$$

Векторите r_2 , c_{2u} и r_1 , c_{1u} лежат во рамнина која е нормална на оската на ротација z . Поради тоа векторските производи представуваат вектори кои се паралелни на оската на ротација со модули со соодветни рамнини. Бидејќи аголот е помеѓу r и c_u 90° може моментот на брзина наместо во векторски облик да се напишате во скаларен израз:

$$M_K = \rho \int_{A_2} r_2 c_{2u} dQ' - \rho \int_{A_1} r_1 c_{1u} dQ' \quad (2.28)$$

Ако се воведат средни вредности на брзина на влез и излез од работното коло се добива:

$$\overline{r_1 c_{1u}} = \frac{\int r_1 c_{1u} dQ'}{Q'} \quad (2.29)$$

$$\overline{r_2 c_{2u}} = \frac{\int r_2 c_{2u} dQ'}{Q'} \quad (2.30)$$

каде Q' -волуменски проток низ работното коло $=Q/(\eta_Q)$

Во овај случај равенката (2.28) добива облик:

$$M_K = \rho Q' (\overline{r_2 c_{2u}} - \overline{r_1 c_{1u}}) \quad (2.31)$$

Силата која се предава од лопатките на работното коло на течноста е :

$$P_K = \omega M_K = \rho Q' (\overline{u_2 c_{2u}} - \overline{u_1 c_{1u}}) \quad (2.32)$$

каде што: $u_1 = r_1 \omega$ и $u_2 = r_2 \omega$

Од друга страна снагата (моќноста) на работното коло е еднаква:

$$P_K = \rho Q' g H_K$$

напорот на работното коло на пумпата е еднаков на:

$$H_K = \frac{P_K}{\rho Q' g} \quad (2.33)$$

ако се воведат равенката за P_K од претходната равенка во равенката (2.33) се добива:

$$\pm H_K = \frac{\rho Q' (\overline{u_2 c_{2u}} - \overline{u_1 c_{1u}})}{\rho Q' g} = \frac{\overline{u_2 c_{2u}} - \overline{u_1 c_{1u}}}{g} \quad (2.34)$$

или како единична работа

$$\pm Y_K = g H_K = \overline{u_2 c_{2u}} - \overline{u_1 c_{1u}} \quad (2.34a)$$

Равенките (2.34) и (2.34a) претставуваат *основни равенки за ѱумџи* или *Ојлерови равенки за ѱумџи*.

Равенките важат за сите турбомашини без разлика на насоката на струење на течноста. Знакот (+) важи за работни (пумпи, вентилатори и компресори) турбомашини, а знакот (-) важи за моторни турбомашини (водни, парни и гасни турбини).

Од претходните равенки може да се заклучи дека напорот на работното коло ќе биде поголем колку што е поголема разликата помеѓу брзината на влезот и на излезот, па така $\overline{u_2 c_{2u}} > \overline{u_1 c_{1u}}$.

Основните равенки може да се напишат и за работно коло со бесконечно многу лопатки ($Z_k = \infty$) и кога тие се неизмерно тенки.

Во тој случај големините се r_1 , r_2 , $c_{1\infty}$ и $c_{2\infty}$, а напорот на работното коло е:

$$\pm H_{K\infty} = \frac{u_2 c_{2(u\infty)} - u_1 c_{1(u\infty)}}{g} \quad (2.35)$$

Ојлеровата равенка (2.35) важи како за поединечна струјна линија така и за целиот струен простор на работното коло и во тој случај е:

$$\pm H_k = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (2.36)$$

Во оваа равенка изразите u_2 , c_{2u} и u_1 и c_{1u} се брзини на излезот, односно на влезот во работното коло и незначително се разликуваат по ширина на работното коло, т.е. поради тоа овие големини може, со пресметка, да се земат како средна струјна линија на меридијанскиот пресек на работното коло.

Равенките за момент на количеството на движење од кои е изведена основната равенка за пумпи важи само ако се земе во предвид следното:

1. На контролните површини A1 и A2 кои се образуваат во меридијанската проекција на влезот и излезот од работното коло, дејствува нормален напон (притисок) p и тангенцијален напон τ , поради триење на вискозната течност на граничните површини. Силите на притисокот p имаат насока која поминува низ оската на работното коло и не делуваат со момент во тој правец. При оптимален режим на работа, силите на триење покрај тангенцијалниот напон се незначителни во однос со силата со која лопатките дејствуваат на работната течност, поради што нивниот момент спрема оската на ротација може да се занемари.

2. На течноста која струи низ работното коло делува како надворешна сила, масената сила само со масата, бидејќи $g = \text{const}$. Моментот на масената сила во тој случај претставува векторски производ од масата на течноста во работното коло и радиусот на векторот од центарот на тежиштето. Поради симетричниот распоред на течноста во работното коло (центарот лежи во оската на работното коло), моментот на масените сили е еднаков на нула.

3. Работната течност кај пумпите практично се зема дека е нестислива, што значи $\rho = \text{const}$, а равенката важи и за вискозна и невискозна течност, бидејќи во неа не се појавува кинематска вискозност ν .

2.5.2. Изведување со помош на енергетската равенка

Се набљудува движењето на елементарен дел на течноста која струи од влезниот пресек I-I до излезниот пресек II-II. При тоа струењето во неподвижните елементи е апсолутно, а во работното коло релативно и стационарно (слика 2.4.).

Енергетската равенка (2.8) напишана за струјната линија од пресекот I-I за апсолутно струење (I-I) до влезниот раб на работното коло 1 има облик :

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} + H_{g(1-1)}$$

$H_{g(1-1)}$ - хидраулични губитоци од пресек I-I до 1.

За струјната линија 1 до 2, т.е. релативното струење од влезот до излезот од работното коло мо`е да се напише енергетската равенка на основа од равенката (2.11) во облик:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{w_2^2 - u_2^2}{2 \cdot g} + H_{g(1-2)}$$

каде:

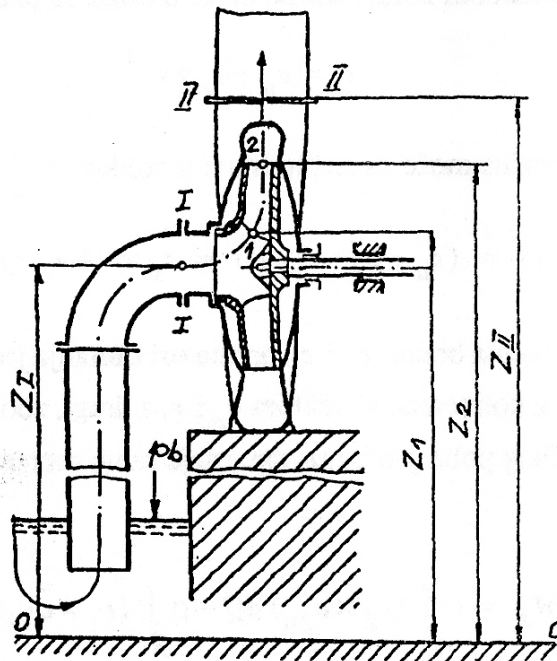
$H_{g(1-2)}$ - хидраулични губитоци во работното коло.

За струјната линија од 2 до II-II (апсолутно струење), т.е. од излезниот раб на работното коло (2) до излезот од пумпата (II-II) енергетската равенка има облик:

$$z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2 \cdot g} = z_{II} + \frac{p_{II}}{\rho \cdot g} + \frac{c_{II}^2}{2 \cdot g} + H_{g(2-II)}$$

каде:

$H_{g(2-II)}$ - хидраулични губитоци од 2 до II-II.



Слика 2.4

Во горните равенки z_1, z_1, z_2 и z_{II} се вертикални растојанија од разгледуваните точки на струјната линија до произволно одбраната реперна рамнина о-о (слика 2.4.).

Ако во трите предходно наведени равенки се соберат левите и десни страни и ако истите членови се скратат, после средување на равенките ќе се добие конечен облик на равенката:

$$\begin{aligned} & \left(z_{II} + \frac{p_{II}}{\rho \cdot g} + \frac{c_{II}^2}{2 \cdot g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2 \cdot g} \right) + H_{g(1-1)} + H_{g(1-2)} + H_{g(2-II)} = \\ & = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2 \cdot g} \end{aligned} \quad (2.37)$$

Согласно равенката (1.6) членовите во равенката (2.37) во заградите претставуваат реален напор H на пумпата, а сумата $\Delta H = H_{g1-1} + H_{g1-2} + H_{g2-II}$ ги претставува хидрауличните губитоци во пумпата. Равенката (2.37) добива облик:

$$H + \Delta H = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} \quad (2.38)$$

Во равенката (1.14) дефинирано е дека $H + \Delta H = H_k$ следи дека напорот на работното коло на пумпата е:

$$\pm H_k = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} \quad (2.39)$$

Знакот „+“ е за пумпи, а знакот „-“ е за турбини.

Ако се земат во предвид триаголниците на брзина на влез и излез од работното коло на пумпата (слика 2.2) и за истите се примени косинусна теорема, можат да се напишат следните равенки:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_{1u} \\ w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_{2u} \end{aligned} \quad (2.40) ; (2.41)$$

Бидејќи вредноста за w од предходните равенки (2.40) и (2.41) се воведуваат во равенките за напор на колото H_k (2.39), се добива:

$$\pm H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}}{g} \quad (2.42)$$

Равенките (2.39) и (2.42) претставуваат основен облик на равенки за напор на пумпи. Равенката (2.39) е II облик на основната (Ојлерова) равенка за пумпи, и важи само за една струјна линија I-1-2-II (види равенки 2.34 и 2.35)

Ако струењето пред влезот во пумпата не е виорно, т.е. $c_{1u} = 0$ тогаш за **теоретскиот напор** се добива:

$$H_k = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} \quad (2.43)$$

Во овој случај очигледно е дека векторот на брзината c_1 лежи нормално на преносната брзина u_1 , а триаголникот на брзини е правоаголен. Во општ случај напорот на работното коло H_k или **теоретскиот напор на**

пумпата за поедини струјни линии може да биде различен. За да протокот и напорот имаат средни вредности, како што е кажано во точката 2.5.1 треба да се земат во обзир равенките (2.42) и (2.43) како средни вредности на производите на брзините $u_2 c_{2u}$ и $u_1 c_{1u}$.

Ојлеровата равенка освен за една струјница може да се користи и за струење во работно коло како целина. Тогаш за определување на напорот на колото се користат брзините на струења за средна струјна линија во меридијанска проекција на колото.

Ако работното коло има бесконечен број на лопатки ($Z_k = \infty$) и тие се бесконечно тенки тогаш Ојлеровата равенка го добива обликот:

$$\pm H_{k\infty} = \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_{1\infty}^2 - w_{2\infty}^2}{2g} \quad (2.44)$$

$$\pm H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty} - u_1 c_{1u\infty}}{g} \quad (2.45)$$

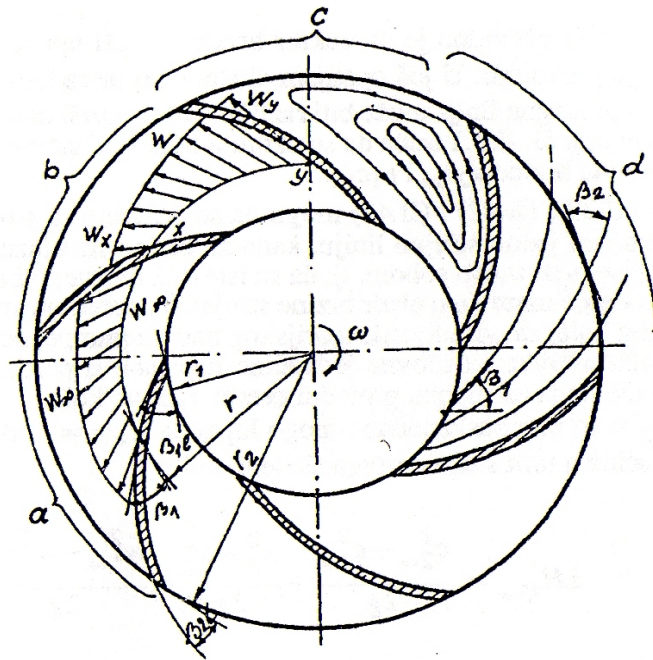
и ако $c_{1u} = 0$, тогаш:
$$H_{k\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty}}{g} \quad (2.46)$$

2.6. ВЛИЈАНИЕ НА КОНЕЧНИОТ БРОЈ НА ЛОПАТКИ ОД РАБОТНОТО КОЛО ВРЗ НАПОРОТ НА ПУМПАТА

2.6.1 Физичко објаснување на влијанието на конечен број лопатки на работното коло

За да се објасни влијанието на бројот на лопатки на работното коло кај центрифугална пумпа врз напорот (единечна работа), се разгледува кинематиката на струењето кога работното коло има бесконечно многу и неизмерно тенки лопатки $z_k = \infty$ и кога $z_k \neq \infty$ (слика 2.5). Ако работното коло е изведено по шема на струење за $z_k = \infty$, поради осносиметричност на струењето при зададен радиус r , големините кои го карактеризираат струењето имаат еднаква вредност по обем. Така, на пример, релативните брзини на струење ω претставуваат еднакви по големина вектори кои се поставени под агол β_1 према тангентата на обемот на кругот на работното коло (слика 2.5-а) во меѓулопатичниот простор.

За работното коло да предава работа, односно енергија, течноста која струи низ него, неопходно е да на зададениот радиус r , притисокот p_x на градната страна на лопатките не биде поголем од притисокот p_y на грбната страна на лопатките y (гледано во смер на вртење на работното коло). Во тој случај по Бернулиевата равенка (2.10) за релативно струење за точките x и y , при притисок $p_x > p_y$ следи дека и релативната брзина ќе биде $\omega_x < \omega_y$. Помеѓу точките големината на релативната брзина ќе биде помеѓу ω_x и ω_y (слика 2.5 меѓулопатичен простор b). Ова важи како за центрифугални така и за осни работни тела.



Слика 2.5.

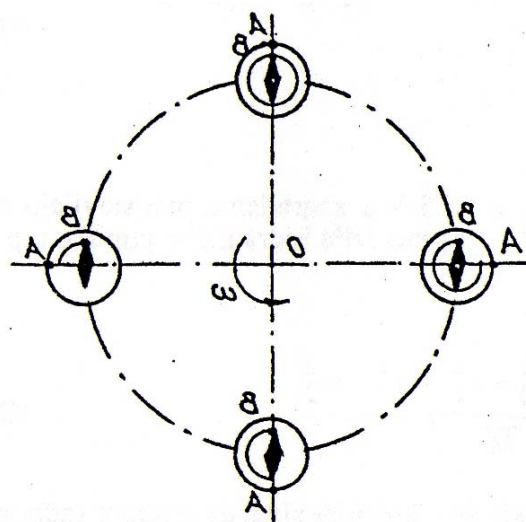
Кај центрифугалните работни кола, на разликата на големината на релативните брзини ω_x и ω_y , односно на разликата на притисоците p_x и p_y по градна и грбна страна на лопатките важно влијание има *релативниот каналски вртлог* (слика 2.5, меѓупростор *c*). Ова влијание може да се објасни со следниот пример. Се разгледува цилиндричен сад, исполнет со невискозна течност која се врти околу својата оска O , со аголна брзина $+\omega$ (слика 2.6). Пловакот кој е означен со стрелка го покажува правецот со кој делот се управува. Течноста во овој случај мирува т.е. се однесува како да помеѓу нејзините делови нема триење, како да е невискозна. Затоа правецот на пловакот не смее да се промени и покрај вртењето на садот. Ова значи дека течноста мора сама да се сврти околу себе за истиот агол кој садот го опишува околу оската на вртење, но во спротивна насока. Во секоја единица од време пловакот се свртува $-\omega$ пати. Оваа појава на свртување на делови на течноста се нарекува *релативен каналски вртлог*, и настанува секогаш кога течноста се свртува заедно со лопатките кои му пренесуваат центрифугална сила. На слика 2.5 (меѓулопатичен простор *c*) прикажан е релативен каналски вртлог на работното коло. При протекување на течност се собираат брзината на основното струење со брзината на релативниот каналски вртлог, поради што тие се поголеми, на местото каде смеровите на струење се поклопуваат, а помали каде што смеровите на струење се различни. Бидејќи се претпоставува дека течноста е невискозна, тоа значи дека вкупната енергија на течноста не може да се промени. Според тоа, притисокот ќе расте во флуидната струја каде што брзините опаѓаат и обратно, согласно Бернулиевата равенка.

При реална - вискозна течност притисоците на спротивните страни на лопатките незначително се смалуваат поради влијанието од триење, за случај кога нема вртлози. Ова делување на цврстите површини на лопатките се ограничува само во зоната на граничниот слој, додека останатиот дел на струењето надвор од граничниот слој во меѓулопатичниот простор немаат влијание и може да се смета, дека реалната течност струи како идеална т.е. струењето е потенцијално. Од ова може да се извлече заклучок дека релативниот каналски вртлог постои и при струење на реални - вискозни течности кои струјат низ кружна решетка, т.е. работно коло.

Дејството на реален каналски вртлог се врзува за пореметувањето на токот на струењето на течноста т.е. за произведена сила во флуидната струја. Релативниот каналски вртлог не постои кога дел од течноста влегува и излегува на ист пречник, од каде очигледно е дека тој е врзан за појавата на центрифугалните сили во правец на струењето.

Заради разликата на релативната брзина ω од градната кон грбната страна на лопатката, долж меѓулопатичниот простор струјните линии се разредуваат на градната страна, а се собираат према грбната страна на лопатката (слика 2.5 дел *d*). Поради ова релативната брзина за даден радиус r се распоредува под различни агли на струење.

На слика 2.6 (меѓулопатичен простор *c*) се гледа дека релативниот каналски вртлог влијае на занесувањето на струењето при излез од работното коло и тоа во спротивен смер од смерот на вртење на работното коло, додека при влез во работното коло во смер на вртење на работното коло. Поради тоа излезниот агол на струење β_2 е помал од излезниот агол на лопатката β_2 , т.е. $\beta_2 < \beta_1$.

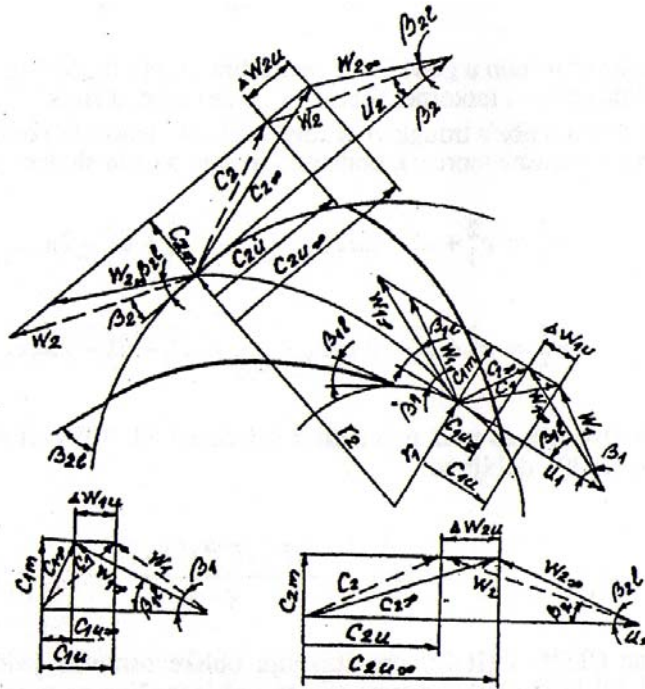


Слика 2.6.

На влез во работното коло влезниот агол на струењето β_1 е поголем од влезниот агол на лопатките β_{1l} , додека $\beta_1 > \beta_{1l}$.

На слика 2.7 дадени се триаголниците на брзини на влез и излез од работното коло и тоа кога работното коло има конечен ($z_k \neq \infty$) и безконечен број лопатки ($z_k = \infty$). Од дадените триаголници на брзини се гледа дека има појава на разлика $\Delta\omega_{1u}\Delta\omega_{2u}$ поради отстапување на брзината ω_1 и ω_2 од брзината $\omega_{1\infty}$ и $\omega_{2\infty}$. Од триаголниците на брзини исто така се гледа дека е $c_{2u} < c_{2u\infty}$ и $c_{1u} > c_{1u\infty}$. Во тој случај согласно равенките (2.42) и (2.44)

произлегува дека е $H_k < H_{k\infty}$, т.е. работното коло со конечен број на лопатки предава помалку струјна енергија на течноста од работното коло со безконечен број на лопатки.



Слика 2.7.

И покрај влијанието од вискозноста на течноста и намалување на проточниот пресек на влез во работното коло покрај дебелината на лопатките, занесувањето на струењето на влезот е безначајно и вообичаено се занемарува, додека на излез од работното коло мора да се земе во предвид бидејќи некогаш ова смалување на напорот кај пумпата може да изнесува дури до 30% [2].

2.6.2 Квалитативна оценка на влијанието на конечниот број лопатки од работното коло на напорот на пумпата

Сложеноста на појавите врзани за влијанието на бројот на лопатки од работното коло врз напорот на пумпата при струење на вискозна течност и кога работното коло има конечен број лопатки со одредена дебелина, не дава можност за една строга квалитативна оценка. За тоа во литературата се наоѓа цела низа на методи, односно формули од теориски и експериментален карактер, кој се заснова на различни хипотези и апроксимации.

За практична примена на изразите кои имаат влијание на бројот на лопатки кај работното коло кај центрифугалните пумпи широка и најчеста примена имаат следните зависимости:

$$H_{k\infty} = (1 + p)H_k \quad (2.47)$$

или:

$$H_k = \frac{H_{k\infty}}{1 + p} \quad (2.48)$$

каде што:

p - поправен коефициент кој го зема во предвид влијание на бројот на лопатки.

Често се сретнува и поправен коефициент во облик:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + p} \quad (2.49)$$

од каде следува дека изразите (2.47) и (2.48) го добиваат следниов облик:

$$H_{k\infty} = \frac{H_k}{\varepsilon} \quad (2.50)$$

или:

$$H_k = \varepsilon H_{k\infty} \quad (2.51)$$

Поправниот коефициент најчесто има вредност $p=0,2-0,3$. Кога $c_{1u}=0$ може да се земе, покрај изразите (2.50) и (2.51) дека е:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + p} = \frac{H_k}{H_{k\infty}} = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} \quad (2.52)$$

Pfleiderer (2,3), како што произлегува од предходното, тргнува од претпоставка, дека промената на притисокот за единица должина средна линија по меридијанска рамнина е постојана големина, од каде се изведува следниот израз за поправен коефициент p

$$p = \frac{\psi'}{Zk} \cdot \frac{r_2^2}{S} \quad (2.53)$$

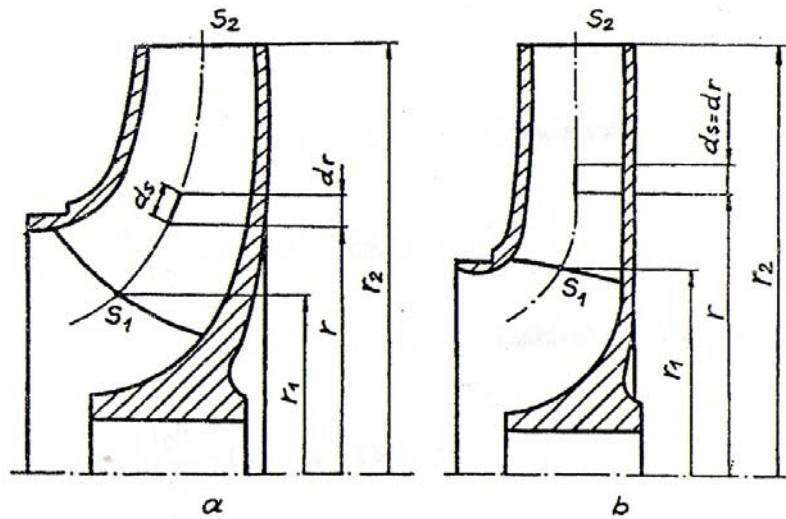
каде што:

ψ' -емпериски коефициент кој го зема во предвид влијанието на вискозноста на флуидот,

r_2 -полупречник на работното коло на излез,

Zk -број на лопатки на работното коло,

S -статички момент на средната струјна линија во меридијанска рамнина спрема оската на вртење (слика 2.8-а)



Слика 2.8.

За работно коло со радијална или скоро радијална (сл.П.8) положба на средната струјна линија:

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \quad (2.54)$$

Кога вредноста за статички момент на средна струјна линија ќе се воведе во изразот (2.53) се добива следниот израз:

$$p = 2 \frac{\psi'}{Z_k} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2} \quad (2.55)$$

и ако се означи со $m=r_1/r_2$ бездимензискиот однос на полупречниците на работното коло се добива:

$$p = 2 \frac{\psi'}{Z_k} \cdot \frac{1}{1 - m^2} \quad (2.56)$$

За одредување на емперискиот коефициент ψ' Pflieiderer го предлага следниот израз (2,3) за радијално работно коло.

Ако после работното коло доаѓа задколо (дифузор) со лопатки тогаш

$$e: \quad \psi' = 0,6 \left(1 + \frac{\beta_{2l}^o}{60}\right) \quad (2.57)$$

$$\text{и ако е } m=0,5, \text{ тогаш е:} \quad p = \frac{8}{3} \frac{\psi'}{Z_k}$$

Ако после работното коло има спирала, тогаш е:

$$\psi' = (0,65 - 0,85) \left(1 + \frac{\beta_{2l}^o}{60}\right) \quad (2.58)$$

Ако после работното коло има ротирачки дифузор, тогаш е:

$$\psi' = (0,85 - 1,00) \left(1 + \frac{\beta_{2l}^o}{60}\right) \quad (2.59)$$

Изборот на првиот член на десната страна зависи во прв ред од рапавоста на проточните површини на работното коло и од елементите после него.

Равенките за ψ' (2.57, 2.58, и 2.59) се препорачуваат за случај кога лопатките на работното коло се закривени назад, т.е. кога лопаткиниот агол $\beta_{2l} < 90^\circ$ и за работно коло со специфична зачестеност на вртење $n_q=18-45$.

Многу други автори, покрај Pfeiderer, даваат свои равенки за оваа поправка, од кои се наведуваат само некои. На пример, Proskura (СССР) го препорачува следниот израз за поправниот коефициент:

$$\psi' = \frac{\pi}{2} (\sin \beta_{2l} + m^2 \sin \beta_{1l}) \approx 1,6 (\sin \beta_{2l} + m^2 \sin \beta_{1l}) \quad (2.60)$$

и овој израз важи кога е: $n_q=40-55$, за случај кога $n_q > 55$ се препорачува

равенката:

$$\psi' = \left[1,7 + 13,3 \left(\frac{C_{2u}}{U_2 \operatorname{tg} \beta_{2l}} \right) \right] \sin \beta_{2l} \quad (2.61)$$

За определување на бројот на лопатките на работното коло на центрифугална пумпа, Pfeiderer ја препорачува равенката (3):

$$Z_k 13 \frac{r_m}{l} \sin \frac{\beta_{1l} + \beta_{2l}}{2} \quad (2.62)$$

каде што:

l - должина на средна струјна линија во меридијанска рамнина,

r_m - полупречник на центарот на тежиштето на средна струјна линија.

За работни кола со радијална или скоро радијална средна струјна линија во меридијанска рамнина (II.8) може да се земе дека е:

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad \text{и} \quad l = r_2 - r_1$$

и кога овие релации ќе се воведат во предходната равенка (2.62) се добива:

$$Z_k = 6,5 \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin \frac{\beta_{1l} \beta_{2l}}{2} \quad (2.63)$$

Во литературата постојат и други изрази за одредување на бројот на лопатки на работното коло, така на пример, А. Stepanov (4) ја препорачува равенката која важи за работно коло на центрифугални пумпи и вентилатори.

$$Z_k = \frac{\beta_{2l}^\circ}{3} \quad (2.64)$$

Обично бројот на лопатки на работното коло е рационален и за центрифугални пумпи е $z_k=5-8$, но најчесто $z_k=6-7$.

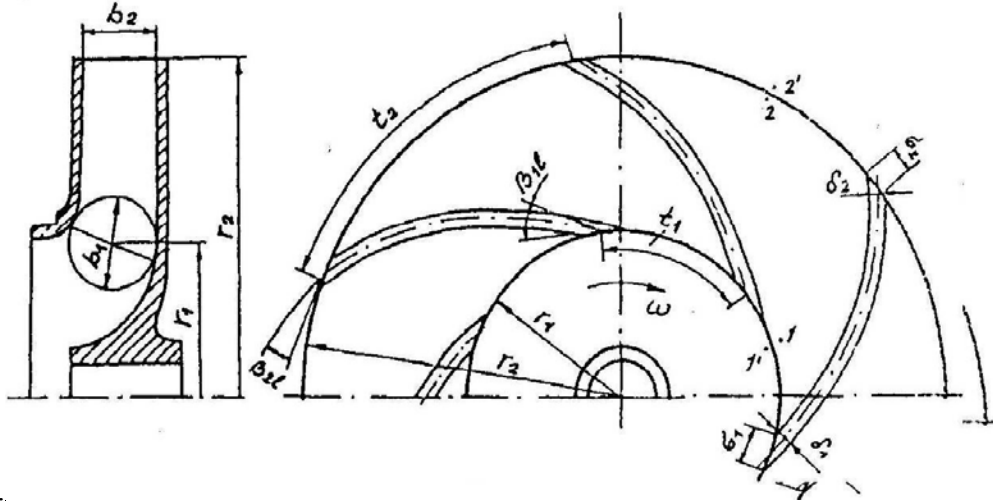
За подрачје $n_q=18-45$, може да се земе дека $z_k=5-7$; $m=0,4-0,52$; $b_2/D_2=0,045-0,10$; $\beta_{1l}=19-27^\circ$ и $\beta_{2l}=15-26^\circ$ и во тој случај може да се користи равенката на Levinski:

$$\varepsilon = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}} = \frac{1}{1+p} = 1 - \frac{5}{Z_k c_{2u}} [(0,5 - 0,56)U_2 - W_2 \cos \beta_{2l}] \quad (2.65)$$

со точност од 3%.

2.7. ТРИГОЛНИЦИ НА БРЗИНИ НА ВЛЕЗ И ИЗЛЕЗ ОД РАБОТНОТО КОЛО НА ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА

При пресметка и конструкција на работното коло на центрифугалните пумпи неопходно е да се знаат триаголниците на брзини на влез и излез од колото. Се поаѓа од претпоставка во првиот случај дека лопатката е елементарна струјна линија и во вториот случај дека лопатката има конечна дебелина. Заради тоа се воведуваат ознаките 1' и 1 односно 2' и 2. Тие се однесуваат на брзините на влез и излез од работното коло кога лопатката е идентификувана како струјна линија или кога има своја конечна дебелина.



Слика 2.9

Се набљудува струење на течност низ меѓулопаткиниот простор на работното коло и тоа на влез (радиус r_1) и на излез (радиус r_2). Исто така се претпоставува дека лопатките немаат константна дебелина, туку на влезот имаат дебелина δ_1 , а на излезот δ_2 (слика 2.9).

2.7.1. Триаголник на брзини на влез во работното коло

Течноста непосредно пред влезната ивица на лопатките има брзина $c'_{i,0}$ и агол $\alpha'_{i,0} \neq 90^\circ$, како што е покажано на слика 2.10-а. Преносната брзина на влезот во работното коло е u_1 . Во овој случај апсолутната брзина на струењето има меридијанска компонента c'_{im} и преносна брзина c'_{iu} во правец на преносната брзина. Постоенето на преносната компонента c'_{iu} на влез во работното коло кажува дека струењето пред влезот во колото е виорно (т.е. пред колото има некој елемент кој создава преносна компонента на брзината, на пример, претколо). Во тој случај релативната брзина со која течноста влегува во работното коло е $w'_{i,0}$, а триаголникот на брзини се формира од брзините $c'_{i,0}$, u_1 и $w'_{i,0}$.

Меридијанската брзина c'_{im} може да се определи од равенката на континуитет пред работното коло, бидејќи Q' е познат од познатите геометриски големини $A_1 = \pi D_1 b_1$

$$c'_{1m} = \frac{Q'}{A_1} = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \eta_Q} = \frac{Q}{2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \eta_Q}$$

Бидејќи лопатките имаат одредена дебелина δ_1 , влезниот пресек се смалува, брзината ќе се зголеми на $c_{1m} = K_1 \cdot c'_{1m}$

K_1 -коэффициент на смалување на пресекот поради дебелината на лопатките на радиус r_1 и се пресметува со равенката:

$$K_1 = \frac{A_1}{A'_1} = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = \frac{t_1}{t_1 - \frac{\delta_1}{\sin \beta_{1L}}}$$

t_1 - чекор на лопатките на влез во колото на радиус r_1

σ_1 - дебелина на лопатките измерена по лакот на радиусот r_1

δ_1 - дебелина на лопатките на радиусот r_1 , измерена нормално на скелетницата - средна линија на лопатката.

Смалувањето на проточниот пресек на влез во колото поради дебелина на лопатките не ја менува големината на преносната компонента. Пресеците 1' и 1 се многу блиску што значи дека практично лежат на ист радиус r_1 , па следи $c'_{1u} = c_{1u}$.

Во овој случај триаголникот на брзини кој ја зема во предвид дебелината на лопатките е образуван од c_1 , u_1 , w_1 со карактеристичните агли $\beta_{1,0}$ и $\alpha_{1,0}$ (слика 2.10-а)

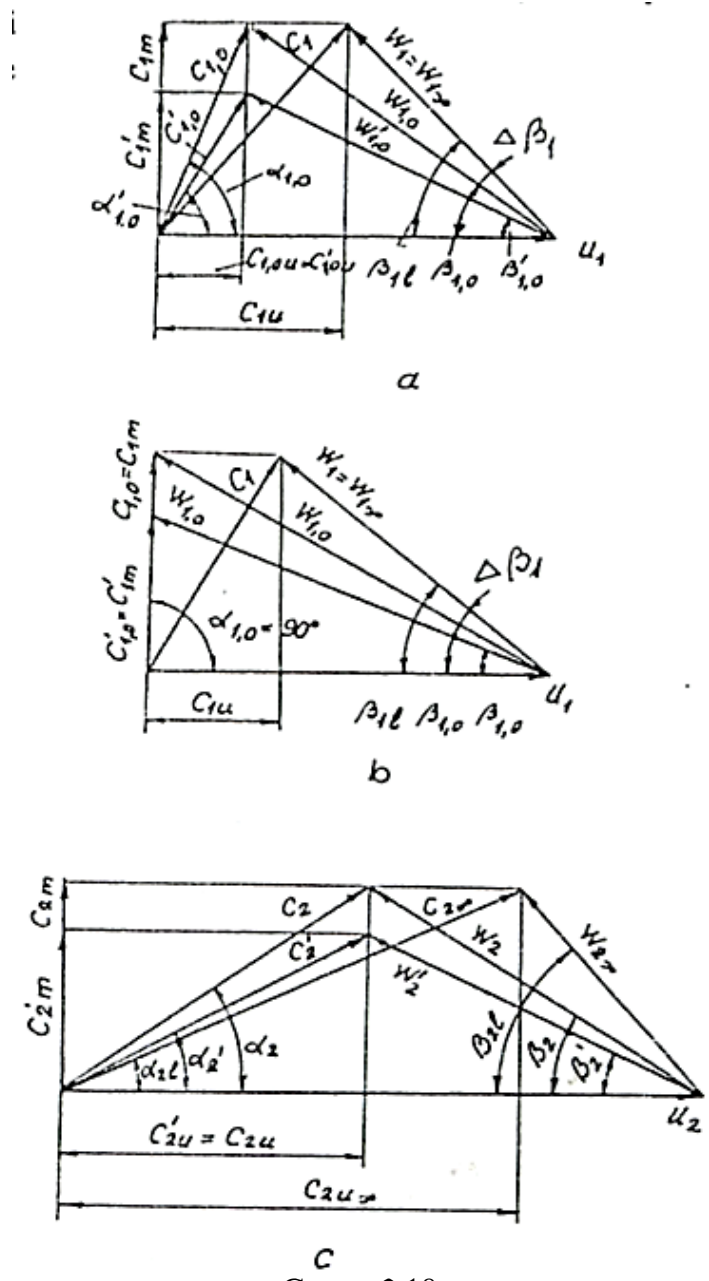
Во овој случај лопатката може да се изведе со агол на влезот $\beta_{1L} = \beta_{1,0}$. На овој начин струењето кое се остварува на влезот во колото е безударно, т.е. без промена на правецот во работното коло.

Кај центрифугалните пумпи аголот на лопатките β_{1L} обично се зема дека е поголем од аголот $\beta_{1,0}$ за

$$\beta_{1L} = \beta_{1,0} + \Delta\beta_1 \quad 2.69$$

$\Delta\beta_1$ -нападен агол на струење на влез во колото.

Оваа особина дава можност за смалување на релативната брзина, која добива вредност $w_1 < w'_{1,0}$. На овој начин се постигнува подобрување во поглед на енергетските и кавитациските карактеристики на работното коло. Обично се зема дека $\Delta\beta_1 = 3-8^\circ$ а понекогаш е и повеќе. Најдобро е влезната ивица да се заобли со што би се постигнало благо и безвиорно опструјување на влезната ивица на лопатката. Кога ќе се земе во предвид одлепување на струјниците од лопатките на влез во работното коло, триаголникот на брзините се состои од брзина c_1 , u_1 , $w_1 = w_{1\infty}$ (бидејќи на влезот на работното коло се занемарува влијанието на конечниот број на лопатките)



Слика 2.10

На слика 2.10-б покажани се триаголниците на брзините за $c'_{1,0}$ и $c_{1,0}$ на влезниот раб од лопатките и кога обемната компонента на апсолутната брзина $c'_{1u}=c_{1u}=0$.

2.7.2.Триаголник на брзини на излез од работното коло

Меридијанската компонента на апсолутната брзина c_2 во пресекот непосредно после излезната ивица на лопатките, кога се занемарува дебелината на лопатката δ_2 се одредува по равенката:

$$c'_{2m} = \frac{Q'}{A_2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \eta_Q} \tag{2.70}$$

Меридијанската компонента c_m непосредно после излезната ивица, земајќи ја во предвид дебелината δ_2 е :

$$c_{2m} = K_2 \cdot c'_{2m}$$

K_2 - коефициент на смалување на проточниот пресек на радиус r_2

$$K_2 = \frac{A_2}{A_2'} = \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} = \frac{1}{1 - \frac{Z_k \cdot \delta_2}{2 \cdot r_2 \cdot \sin \beta_{2L}}} \quad 2.71$$

t_2 -чекор на лопатките на излезниот радиус r_2

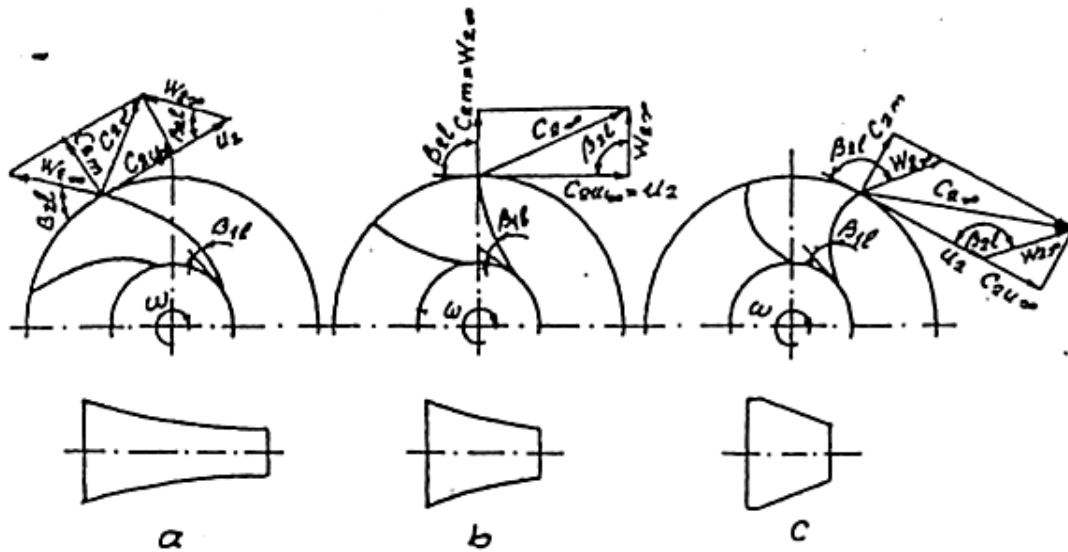
δ_2 -дебелена на лопатките на излезниот радиус r_2

δ_2 -дебелина на лопатките на радиусот r_2 , измерена нормално на скелетницата - средна линија на лопатката.

Ако работното коло е изведено по шемата на струење $Z_k = \infty$, триаголникот на брзини на излезната ивица од лопатките е формиран од c_2 , u_2 , $w_{2\infty}$ (слика 2.10-с). Ако се земе во предвид конечниот број на лопатки $Z_k \neq \infty$, триаголникот на брзини на излезната ивица од лопатката е формиран од c_2 , u_2 , w_2 . Во тој случај преносната компонента на апсолутната брзина е $c_{2u} < c_{2u\infty}$. Триаголникот на брзини непосредно после излезната ивица од лопатките се формира од c'_{2u} , u_2 и w'_{2u} каде $c'_{2m} < c_{2m}$ а $c'_{2u} = c_{2u}$ како што важи и за влезната ивица на лопатката.

2.8. ВЛИЈАНИЕ НА ИЗЛЕЗНИОТ АГОЛ НА ФОРМАТА НА ЛОПАТКИТЕ И НАПОРОТ НА РАБОТНОТО КОЛО

За да се воочи влијанието на излезниот агол на лопатките β_{2L} на обликот на лопатките на работното коло, се споредуваат три работни кола со еднакви димензии, ист број на лопатки z_k низ кои струи ист проток Q , имаат ист број на вртежи n , ист влезен агол β_{1L} , но различен излезен агол β_{2L} и тоа: $\beta_{2L} < 90^\circ$ (испакнати лопатки), $\beta_{2L} = 90^\circ$ (радијални лопатки) и $\beta_{2L} > 90^\circ$ (вдлабнати лопатки), слика 2.11. Очигледно е да во трите случаи меѓулопатичниот канал има различен облик. Во првиот случај каналите се најдолги, но со најмала дифузорност (слика 2.11-а), во третиот случај каналите се најкратки, а дифузорноста е најголема (слика 2.11-с). Вториот случај се наоѓа помеѓу овие два (слика 2.11-б).



Слика 2.11

Лопатките со излезен лопаткин агол $\beta_{2L} < 90^\circ$ се најдолги, загубите поради триење се најголеми, но заради најмалиот агол на дифузорност, т.е. ширењето на лопатичниот канал, образувањето на вртлог е најмало и струењето најдобро се прилагодува кон обликот на каналот. Кај лопатките со агол $\beta_{2L} > 90^\circ$ лопатките се најкуси, загубите поради триење се најмали, но заради големото ширење на лопатичниот канал условите за создавање на вртлог се најголеми. При агол на лопатките $\beta_{2L} = 90^\circ$ условите на струењето, т.е. загубите од триење и условите за создавање на вртлог се на средина помеѓу овие два крајни случаи. Во разгледуваните случаи создавањето на вртлог има поголемо значење од загубите поради триење, па поради тоа испакнатите лопатки $\beta_{2L} < 90^\circ$ имаат подобри хидраулични својства и поголем хидраулички степен на корисно дејство η_H во однос на колото со вдлабнати лопатки $\beta_{2L} > 90^\circ$.

Излезниот агол на лопатките β_{2L} има влијание на напорот на колото и на степенот на реакција. На сликата 2.11 се прикажани триаголниците на брзини на излез од работното коло за сите три случаи на $\beta_{2L} \leq 90^\circ$. За разгледуваните случаи се усвојува да преносните брзини u_2 и меридијанските компоненти на апсолутната брзина c_{2m} , се еднакви. За оваа анализа се претпоставува дека $z_k = \infty$ и аглиите β_{2L} се различни. Триаголниците на брзини се различни, а со тоа и преносните компоненти на апсолутните брзини се различни и тоа: во првиот случај $c_{2u} < u_2$, во вториот случај $c_{2u} = u_2$ и во третиот случај $c_{2u} > u_2$. Од тука може да се заклучи дека напорот на работното коло H_K и степенот на реакција на работното коло за трите случаи е различен.

Ако се земе во предвид $Z_k = \infty$ и $c_{1u\infty} = 0$, се добива:

$$H_{K\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty}}{g} \quad 2.72$$

и динамичкиот напор на колото:

$$H_{K\infty d} = \frac{c_{2u\infty}^2}{2g} \quad 2.73$$

од каде потенцијалниот напор, односно притисокот остварен во работното коло:

$$H_{K\infty p} = H_{K\infty} - H_{K\infty d} = \frac{u_2 \cdot c_{2u\infty}}{g} - \frac{c_{2u\infty}^2}{2g} \quad 2.74$$

од каде следи дека степенот на реакција:

$$r_\infty = 1 - \frac{c_{2u\infty}}{2u_2} \quad 2.75 \text{ и } 2.76$$

$$r_\infty = \frac{H_{K\infty} - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right)}{H_{K\infty}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g \cdot H_{K\infty}}$$

Под степен на реакција се подразбира односот на промена на притисокот во работниот канал спрема вкупниот напор на колото.

За работни кола со конечен број на лопатки и конечна дебелина на лопатките т.е. за стварно работно коло:

$$r = \frac{H_{k\infty} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}}{H_K} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g \cdot H_K} \quad 2.77$$

Степенот на реакција на работно коло дефинира колку од доведената работа на колото се трансформира во притисок во самото работно коло, а колку во кинетичка енергија. Добро изведени центрифугални пумпи имаат степен на реакција $r = 0,65-0,75$.

На слика 2.12 нацртани се соодветните триаголници на брзини со сликата 2.11, заеднички за сите три можни случаи за $\beta_{2L} \leq 90^\circ$ и означени се со II, III и IV. Исто така нацртани се триаголници на брзини и за два екстремни случаи: I - кога $c_{2u\infty} = 0$ и соодветниот влезен агол на лопатките означен е со $\beta_{2l\min}$ и V-кога $c_{2u} = 2u_2$ каде излезниот агол на лопатките е означен со $\beta_{2l\max}$.

Од равенката (2.72) следи дека $H_{k\infty}$ е линеарна функција од $c_{2u\infty}$ и дека расте согласно со растењето на аголот на лопатките β_{2l} . Од равенката (2.73) следи дека $H_{kd\infty}$ е пропорционална на квадратот на брзината и се претставува со парабола од втор ред. Кога е $c - 2u_{\infty} = 0$, тогаш $H_{k\infty} = H_{kd\infty} = 0$

Соодветен триаголник на брзините I се остварува со лопатки со излезен агол $\beta_{2l\min}$. Очигледно таквото работно коло не предава енергија на течноста што струи низ него ($z_k = \infty$). Ако аголот е помал од $\beta_{2l\min}$, напорот на работното коло станува негативен, во тој случај пумпата ќе работи како центрифугална турбина.

Ако $c_{2u} = 2u_2$ и се замени во равенките (2.72) и (2.73) се добива

$$H_{k\infty} = H_{kd\infty} = \frac{2u_2^2}{g}$$

Во тој случај триаголникот на брзини V реализиран е со излезен агол на лопатките $\beta_{2l \max}$.

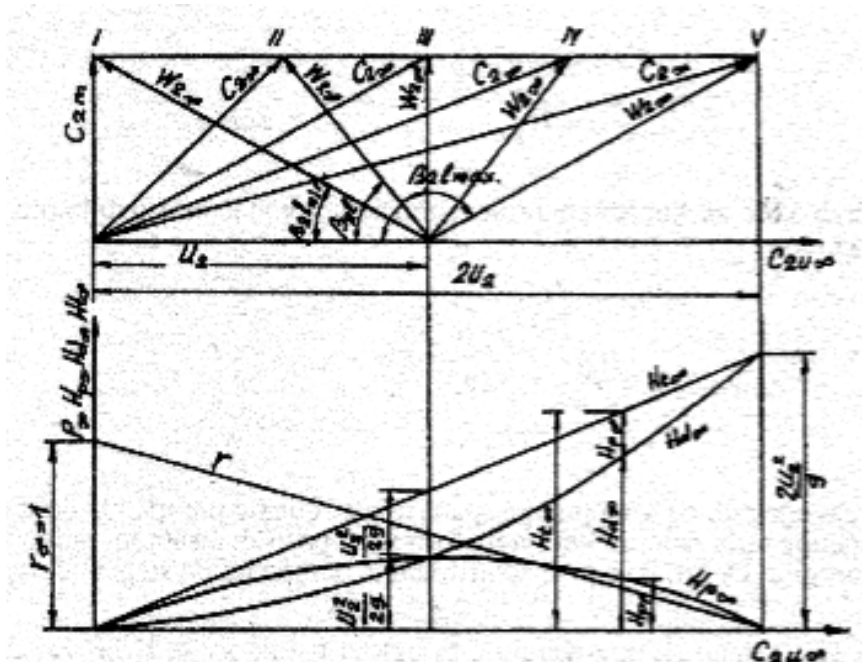
Очигледно е дека вакво работно коло остварува само динамички напор.

Ако $c_{2u} = u_2$ (за агол $\beta_{2l} = 90^\circ$), тоа е триаголник на брзините III и со замена во равенките (2.72), (2.73) и (2.74) се добива

$$H_{k\infty} = \frac{u_2^2}{g} \quad H_{k\infty d} = \frac{u_2^2}{2g} \quad H_{k\infty p} = \frac{u_2^2}{2g}$$

Динамичкиот и потенцијалниот напор се еднакви и го сочинуваат вкупниот напор на работното коло.

Од равенката (2.75) следува дека степенот на реакција на работното коло r е опаѓачка линеарна функција од $c_{2u\infty} = 0, r_\infty = 1$, за $c_{2u\infty} = u_2, r_\infty = 0.5$ и за $c_{2u\infty} = 2u_2, r_\infty = 0$.



Слика 2.12

На слика 2.12 прикажана е графичката зависност $H_{k\infty}, H_{k\infty d}, H_{k\infty p}$ и r од $c_{2u\infty}$.

Од спроведените анализи можат да се согледаат важни заклучоци. Работните кола со испакнати лопатки $\beta_{2L} < 90^\circ$ при исти услови остваруваат помал напор $H_{k\infty}$ во однос на работните кола со вдлабнати лопатки $\beta_{2L} > 90^\circ$. Овој заклучок важи и за работни кола со конечен број на лопатки т.е. за напор на работното коло H_k . Работните кола со испакнати лопатки вообичаено имаат поголем степен на реактивност $r_\infty > 0.5$ во споредба со работните кола со вдлабнати лопатки $r_\infty < 0.5$. Освен тоа, кај првите ($H_{k\infty p} > H_{k\infty d}$) притисниот дел на напорот е поголем од динамичкиот, додека кај други работни кола ($H_{k\infty p} < H_{k\infty d}$) поголем е динамичкиот дел на напорот од делот на притисниот напор. Во елементите после работното коло кај пимпите динамичкиот напор се трансформира во притисок на сметка на смалување на апсолутната брзина на струење c_2 . Кај работните кола со испакнати лопатки оваа трансформација е помала што значи дека и хидрауличките загуби во овие елементи се помали.

Поради тоа, како и поради поприматливиот облик на меѓулопатичниот канал на пумпите со испакнати лопатки имаат поголем хидраулички степен на корисно дејство η_H од оние пумпи со вдлабнати лопатки.

Со ист број на вртежи n , работното коло со вдлабнати лопатки го остварува бараниот напор H_K со помал надворешен пречник D_2 . Следи, дека пумпите со вдлабнати лопатки на работното коло $\beta_{2L} > 90^\circ$ имаат помали радијални размери, а со тоа и помала маса. Заради овие особини и заради малиот хидрауличен степен на искористување овакви работни кола најчесто се применува таму каде е има потреба од мали конструкции на пумпи, мала маса, а на степенот на искористување на се обрнува внимание. Заради овие особини работното коло со овакви лопатки најчесто се применува кај центрифугалните вентилатори.

Кај центрифугалните пумпи излезниот агол на лопатките на работното коло е $\beta_{2L} = 15-36^\circ$, најчесто $\beta_{2L} = 20-30^\circ$.

2.9. СПЕЦИФИЧЕН БРОЈ НА ВРТЕЖИ n_q И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ТУРБОПУМПИТЕ

Различни врсти на пумпи можат да се изведат во различни димензии и да работат во широк дијапазон на промена на брзината на вртежи, проток, напор и моќност. За да можат да се квалификуваат пумпите од даден тип, неопходни се показатели, изведени за дадени стандардни услови, на пример, за проток Q или моќност P . Наведените показатели највеќе се користат кај пумпите.

Специфичен број на вртежи, се дефинира како брзина на вртење на пумпата n/min^{-1} , која работи со напор $H=1\text{m}$ висински столб и при проток $Q=1\text{m}^3/\text{s}$.

Ако се земе пумпа со познати D, H, n и P , а специфичниот број на вртежи одговара на пумпа со пречник $D_q, H_q=1\text{m}$ и $Q_q=1\text{m}^3/\text{s}$ и ако се земе во обзир дека степените на корисно дејство се исти, се добива за тие две пумпи:

$$\frac{Q}{Q_q} = \left(\frac{D}{D_q}\right)^3 \frac{n}{n_q}$$

$$\frac{H}{H_q} = \left(\frac{D}{D_q}\right) \left(\frac{n}{n_q}\right)^2$$

Ако во претходниве изедначувања се замени дека $Q_q=1\text{m}^3/\text{s}$ и $H_q=1\text{m}$ висински столб на течност, а потоа ако првата равенка се крене на квадрат, а другата равенка на трети степен, тогаш може да се елиминира D_q и така претходните равенки го добиваат следниот облик:

$$Q^2 = \left(\frac{n}{n_q}\right)^2 \left(\frac{D}{D_q}\right)^6 \text{ и } H^3 = \left(\frac{n}{n_q}\right)^6 \left(\frac{D}{D_q}\right)^6$$

Ако првата равенка се подели со другата се добива:

$$\frac{Q^2}{H^3} = \left(\frac{n_q}{n}\right)^4$$

од каде што за n_q се добива:

$$n_q = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.78)$$

Во оваа равенка се добиваат вртежи во минута меѓутоа ако треба да се претстави во SI системот во s^{-1} наместо напорот се воведи $Y = gH$ (J/kg) и Q во m^3/s се добива:

$$n_q = 9.81^{3/4} * 60 \frac{nQ^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = 333 \frac{nQ^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (2.79)$$

Во врска со воведување на SI системот за мерки се појавиле и нови дефиниции за специфичната брзина на вртење (17):

$$n_{q(sl)} = \frac{\omega Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

каде ω (s^{-1}).

Прифатено е и да се дефинира и како:

$$n_{q(sl)} = \frac{1000nQ^{1/2}}{Y^{3/4}}$$

каде n (s^{-1}). Ова вредност е трипати поголема од n_q . И двата изрази се без димензија.

Бројните вредности за дадените бројни параметри во (2.78) и (2.79) се исти.

Специфичниот број на вртежи n_q може да се изведе со помош на коефициент на брзоодноста:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}, \quad (2.80)$$

и кога ќе се воведи вредноста на коефициентот на проток на пумпата се добива:

$$\varphi = \frac{Q}{A_2 u_2} = \frac{4Q}{D_2^2 \pi u_2} \quad (2.81)$$

и за коефициентот на напор:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (2.82)$$

се добива:

$$\sigma = \frac{1}{157.8} \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.83)$$

или

$$n_q = 157.8\sigma$$

Ако наместо напорот H се замени за единичната работа $Y = gH$ во равенката (2.80) за σ се добива:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = 2.11 \frac{nQ^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (2.84)$$

Овој израз е без димензија и коефициентот на брзоодноста не зависи од пречникот на работното коло, како и сите до сега изведени изрази. На основа на статистички и во пракса проверени податоци за

изведени турбомашини, ако е нивниот степен на корисно дејство $\eta = 0.85 \div 0.87$, работните кола може да се класифицираат на следниот начин:

$\delta \leq 0,1$ работно коло на слободомлазни турбини

$\delta = 0,1 \div 0,8$ работно коло на реакциски турбомашини

$\delta = 0,7 \div 2,0$ работно коло на реакциски осни турбомашини

$\delta = 2 \div 10$ за пропелери (бродски и воздушни)

Специфичниот број на вртежи n_q може да се изрази и преку моќноста и тогаш ќе го има следниов облик:

$$n_s = \frac{nP^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.85)$$

каде што P е снага на пумпа во KS, а како единица за моќност во SI системот е KW, па за бројот на вртежи бидејќи $1kW=1,36 KS$, се добива:

$$n_s = 1.166 \frac{nP^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.85-a)$$

изразот за n_s (2.85) може да се изрази и преку (2.78) и n_q го добива следниот облик:

$$n_s = 3.65n_{nq} = 3.65 \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.86)$$

за SI системот:






$$n_s = 3,14n_q$$

или

$$n_{s(sl)} = 0,84n_{s(MKS)}$$

Универзалноста на овој коефициент се состои во тоа што, истовремено ги содржи трите најважни и основни параметри на секоја турбомашина Q , H и n . Со споредување на неколку турбомашини со сличен облик на проточниот пресек, со обзир на n_q имаат многу слични својства.

На слика 2.13 прикажани се слични меридијански пресеци на работните кола на пумпи со различен специфичен број на вртежи n_q према равенката (2.76). Даден е приближен однос на пречниците D_2/D_0 .

Centrifugalne pumpe			kola zavojnih pumpi	kola propelernih pumpi
Sporohoda kola	Normalna kola	Brzohoda kola		
				
$n_q = 11 \div 22$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2,5(3)$	$n_q = 22 \div 41$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_q = 41 \div 82$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,8 \div 1,4$	$n_q = 82 \div 165$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1,2 \div 1,1$	$n_q = 165 \div 490$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0,8 \div 0,6$

Слика 2.13

Пумпите како работни турбомашини преку специфичниот број на вртежи, се класифицираат на следниот начин {1,2}:

спороодни центрифугални пумпи $n_q = 11-22$,
нормални центрифугални пумпи $n_q = 22-41$,
брзоодни центрифугални пумпи $n_q = 41-82$,
завојни $n_q = 82-165$ и осни пумпи $n_q = 165-490$.
Наведените бројни вредности се ориентациони.

Спороодните центрифугални пумпи се карактеризираат со тесен и долг меридијански пресек на работното коло. Влезниот пречник на колото е $D_1 \approx D_0$, а лопатките имаат цилиндричен облик. Хидрауличните загуби и триењето на венцот на работното коло значително се зголемуваат со намалување на n_q , поради што не се препорачува да се градат центрифугални пумпи со еден степен, ако е $n_q < 11$. Ако е $n_q < 11$, се преминува на градење на повеќестепени центрифугални пумпи.

Нормалните и брзоодните центрифугални пумпи се карактеризираат со широк и мал меридијански пресек. Кај нив $D_1 < D_0$ бидејќи влезниот раб на лопатките е вовлечена во всисниот простор. На овој начин се постигнува релативно продолжување на лопатките на работното коло, со што се подобруваат антикавитационите својства на пумпата. Лопатките се просторно закривени (витоперни) и се зголемува всисната висина.

Завојните пумпи се карактеризираат со мал бездимензиски однос D_2/D_0 (приближно е 1), но затоа имаат голем однос b_2/D_2 на работното коло. Освен тоа, во меридијанска проекција излезниот раб не е паралелен со оската на вртење, туку е закосена, а влезниот раб е уште повеќе вовлечен во всисниот простор и понекогаш е скоро нормална на оската на вртење. Лопатките на работното коло имаат изразито просторна закривеност /4/.

Осните (пропелерни) пумпи се карактеризираат со тоа што односот $D_2/D_0 < 1$ и $D_1 \approx D_2$. Работните лопатки имаат просторен облик, бидејќи оската е нормална на оската на вртење.

При проектирање и изградба на пумпи за одреден проток Q и напор H треба да се тежи кон поголем број на вртежи n , бидејќи на тој начин доаѓа до поголем број на специфичната брзина на вртење n_q . На овој начин се постигнуваат помали радијални димензии на работното коло, а со тоа и на пумпата. Заради тоа пумпата ќе има помала маса и ќе биде поефтина. Брзината на вртење на пумпата е во тесна врска со всисната висина на пумпата H_s , затоа што таа се смалува со зголемување на бројот на вртежи n . Специфичниот број на вртежи n_q битно влијае и на загубата на енергија во пумпата, заради тоа работните карактеристики на пумпите имаат различни облици во зависност од различните губитоци на енергија.

За одредување на специфичниот број на вртежи n_q за повеќестепена центрифугална пумпа, треба во равенката (2.78) или (2.79) да се додаде напор или единична работа која може да ја оствари едно работно коло. На пример, пумпата треба да оствари напор $H=120m$. За оваа пумпа потребно е да се одреди специфичниот број на вртежи. Нека се претпостави дека овој напор може да се оствари во четворостепена пумпа и тогаш во равенката (2.86) ќе биде:

$$n_q = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$$

бидејќи $i=4$ ќе биде:

$$n_q = \frac{nQ^{1/2}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} = \frac{nQ^{1/2}i^{3/4}}{H^{3/4}} \quad (2.87)$$

бидејќи е $H_{st} = \frac{120}{4} = 30m$.

За двостепени пумпи во изразот (2.78) или (2.79) треба наместо зададениот проток Q да се стави $Q/2$, затоа што протокот се дели на две работни кола кои се грбно споени:

$$n_q = \frac{n\left(\frac{Q}{2}\right)^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{nQ^{1/2}}{\sqrt{2}H^{3/4}} \quad (2.88)$$

2.10. КОЕФИЦИЕНТ НА СЛИЧНОСТ НА ТУРБОПУМПИ

2.10.1. Општо за коефициентот на сличност на турбопумпите

Мерило за квалитет на една пумпа е *сѝеѝен на корисно деѝсѝиво*. Степен на корисно деѝство на пумпа е односот на добиената работа и вложената работа и тој се испитува на испитен стол при испитување на пумпата. Неговата бројна вредност е во многу мал интервал и се движи од:

$0 < \eta < 1$. Според тоа, слободно може да се каже дека тоа е коефициент или значаица на турбомашините, односно карактеристика на турбомашините и тој е неименована величина, односно број без димензија.

Степенот на корисно дејство на пумпата зависи од многу фактори чие што влијание е секое за себе значајно, многу е тешко да се утврди, затоа без разлика каков е флуидот може да се изрази преку математичка функција во имплицитен облик:

$$F(\eta, H, Q, u, D, W, \rho, s, \delta, \mu) = 0 \quad (2.89)$$

каде што:

η - степен на корисно дејство

H - напор на пумпа (m)

Q - проток (m^3 / s)

u - преносна брзина на колото (m / s)

W - релативна брзина на струење (m / s)

ρ - густина на работниот флуид (kg / m^3)

s - ширина на процепот (m)

δ - рапавост на проточната површина (m)

μ - динамичка вискозност на работниот флуид (Pa / s)

Методата на димензиска анализа, од која произлегува законот на сличност, овозможува имплицитната функција F да се упрости со смалување на бројот на променливи, а потоа со групирање на променливите чии што димензии некогаш се сведуваат на бездимензиски изрази. На овој начин се доаѓа до израз за степен на корисно дејство во облик на експлицитна функција:

$$\eta = f(\varphi, \psi, \bar{s}, \bar{\delta}, Re) \quad (2.90)$$

каде што:

$$\psi = \frac{2gH}{u^2} \text{ - коефициент на напор}$$

$$\varphi = \frac{Q}{Au} \text{ - коефициент на проток}$$

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{D} \text{ - бездимензиска рапавост (релативна)}$$

$$\bar{s} = \frac{S}{D} \text{ - релативен процеп}$$

$$Re = \frac{wD}{\nu} \text{ - Рејнолдсов број}$$

Вредноста на поедините коефициенти зависи од физичките величини од кои се составени. Заради полесно пресметување се воведуваат величини, кои лесно се наоѓаат и мерат, на пример како што се: преносната брзина u_2 и излезниот пречник на работното коло D_2 .

Равенката (2.90) ги одредува условите за слична работа. Од оваа равенка произлегува дека две пумпи ќе имаат ист степен на корисно дејство ако вредностите на сите пет бездимензиски величини се исти. Со

анализа на добиениот резултат се гледа дека сите набројани бездимензиски величини-коэффициенти не влијаат подеднакво на степенот на корисно дејство, па затоа некои од нив може слободно да се занемарат. Така на пример, може да се занемари влијанието на релативниот процеп \bar{s} , како и релативната рапавост $\bar{\sigma}$. Овие две набројани величини секогаш се поголеми кај моделот за разлика од објектот кој се изведува, заради тоа треба да очекуваме дека степенот на корисно дејство на објектот ќе биде поголем од степенот на корисно дејство на моделот. Овие два коефициента опаѓаат со порастот на димензиите на пумпата, ако моделот и објектот имаат иста апсолутна рапавост σ и големина на процепот \bar{s} .

Со пораст на Рејнолдсовиот број се подобруваат струјните услови, лопатките на работното коло повеќе го насочуваат струењето, па работата на колото е поголема, а со тоа и степенот на корисно дејство. Сите реални струења во пумпата се одвиваат при $Re > 5 \cdot 10^5$. Карактерот на струењето во тој случај не зависи битно од Рејнолдсовиот број и неговото влијание може да се занемари.

На основа на оваа анализа, се гледа дека главно влијание на степенот на полезно дејство на пумпата имаат коефициентот на проток φ и коефициентот на напор ψ , при струење на нестислив флуид.

2.10.2. Коефициент на напор (притисок)

Ако се тргне од Ојлеровиот критериум на сличност $E_u = p / \rho c^2$ и овој израз се помножи со два, а потоа притисокот (p) се замени со $p = \rho g H$, се добива дека: $2E_u = \rho g H / c^2$. Ако наместо $2E_u$ се замени со ψ и ако наместо брзината c се воведат преносната брзина u_2 ќе се добие:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} = \frac{2Y}{u_2^2} \quad (2.91)$$

или

$$\psi = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} u_2^2} \quad (2.92)$$

Користејќи го изразот за напор на работното коло $gH_k = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$ и $H_k = \frac{H}{\eta_k}$ и ако $c_{1u} = 0$, равенката (2.91) добива облик:

$$\psi = \frac{2c_{2u}}{\eta_H u_2} \quad (2.93)$$

За радијални пумпи, кога $\alpha_1 = 90^\circ$ коефициентот на напорот има бројна вредност $\psi = 0,9 - 1,3$, ако степенот на реакција $r = 0,6 - 0,75$.

Често се зема во предвид и коефициентот на напор на работното коло ψ_k кој е ист ако се користи изразот за хидрауличен степен полезно дејство $\eta_h = H / H_k$, од каде што следи дека:

$$\psi_K = \frac{2gH_K}{u_2^2} = \psi\eta_H^{-1} \quad (2.94)$$

Напорот кај повеќестепенни пумпи се дели на поделни степени. Кај течностите $H=H_{st}$, каде што H_{st} претставува напор на еден степен, како и број на степени. Коэффициентот на напор кај центрифугалните пумпи ќе биде:

$$\psi_{st} = \frac{2gH}{iu_2^2} = \frac{2gH_{st}}{u_2^2} = \frac{\psi}{i} \quad (2.95)$$

За секој степен на пумпата важат сите изведени равенки за едностепенна пумпа и дадените бројни вредности.

2.10.3. Коэффициент на проток

Заради успешно споредување на различни пумпи усвоено е сите вредности да се решаваат според надворешните (најголеми) мерки на работното коло и според состојбата на работната течност во влезниот пресек на пумпата.

Протокот се мери на влез во пумпата, а за попречен пресек се зема површината на кругот или прстенот со надворешен пречник D_2 , или со производот $D_2 b_2$. Така коэффициентот на проток се претставува како:

$$\varphi = \frac{Q}{A_2 u_2} \quad (2.96)$$

Кај радијалните работни кола (центрифугални пумпи) попречниот пресек е:

$A_2 = D_2^2 \frac{\pi}{4}$ или $A_2 = \pi D_2 b_2$, а кај осните (аксијални) пумпи попречниот пресек е: $A_2 = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4} D_e^2 (1 - m^2)$, каде m е бездимензиски однос на пречниците. Според тоа, коэффициентот на проток кај центрифугални машини ќе биде:

$$\varphi = \frac{4Q}{D_2^2 \pi u_2} = \frac{4Q}{D_2^3 \pi^2 n} = \frac{4Q}{D_2 \pi b_2 u_2} \quad (2.97)$$

а коэффициентот на проток кај осните (аксијални) пумпи е:

$$\varphi = \frac{4Q}{D_e^2 \pi (1 - m^2) u_e} \quad (2.98)$$

Ако се примени равенката на континуитет $Q = c_m \frac{\pi}{4} D_e^2 (1 - m^2)$, коэффициентот на проток (2.95) го добива следниот облик:

$$\varphi = \frac{c_m}{u_e} \quad (2.99)$$

Во равенките (2.96) и (2.97) се претпоставува дека низ површината на кругот $D_2^2 \frac{\pi}{4}$ струи течност со брзина u_2 . На овој начин се добива проток $Q = \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2$, кој се разликува од вистинската количина. Колку пати е поголем овој проток од вистинскиот, се одредува со коефициентот на проток.

За пресекот $D_2 \cdot b_2$ се поставува прашањето: како коефициентот на проток зависи од ширината на колото b_2 . Тоа се одредува со изразот:

$$\varphi = \frac{Q}{A_2 u_2} = \frac{c_m \pi D_2 b_2}{D_2^2 \frac{\pi}{4} u_2} = 4 \frac{c_m}{u_2} \frac{b_2}{D_2} \quad (2.100)$$

Во поново време повеќе се применува коефициентот на проток кој се однесува (дефинира) за оптимален проток Q_{opt} и најголемата брзина на влезниот раб на лопатката на работното коло, ако е таа просторно закривена (витоперна) и тогаш е:

$$\varphi_s = \frac{Q_{opt}}{r_{1e}^2 \pi u_{1e}} = \frac{Q_{opt}}{r_{1e}^3 \pi \omega} \quad (2.101)$$

Не е тешко да се постави врска помеѓу коефициентите на проток дефинирани за излез од работното коло (2.95) и за влез во работното коло (2.99).

За двострујни пумпи:

$$H_{str} = H \cdot Q_{str} = \frac{Q}{2} \quad \text{и} \quad A_{str} = \frac{A_2}{2}$$

и во тој случај е:

$$\varphi_{str} = \frac{Q_{str}}{A_{2str} u_2} = \frac{\frac{Q}{2}}{\frac{A_2}{2} \cdot u_2} = \frac{Q}{A_2 u_2} = \varphi \quad (2.102)$$

2.10.4. Степен на реакција на работно коло

Степенот на реакција на работното коло спаѓа во коефициентите на пумпите. Тој дефинира колку од вкупно доведената работа во работното коло на пумпата ќе се претвори во притисок во самото работно коло, а колку во кинетичка енергија.

$$r = \frac{H_K - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}}{H_K} = 1 - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2gH_K} \quad (2.103)$$

Според степенот на реакција r се разликува и обликот на лопатките на работното коло.

Кај осните пумпи степенот на реакција, се дефинира како:

$$r = \frac{Y_P}{Y_K} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2gH_K} \quad (2.104)$$

Кај осните пумпи $u_1=u_2$, па нема пораст на притисокот при центрифугалните сили, туку притисокот во работното коло расте за сметка на ширењето на проточните пресеци, т.е. на сметка на намалување на релативната брзина од влез до излез од работното коло. Напорот на колото е:

$$H_K = \frac{u(c_{2u} - c_{1u})}{g} = u\Delta c_u \quad (2.105)$$

Од триаголникот на брзини, даден на слика (2.13), се гледа дека:

$$\Delta c_u = c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$$

кога ова се замени во равенката (2.104), се добива:

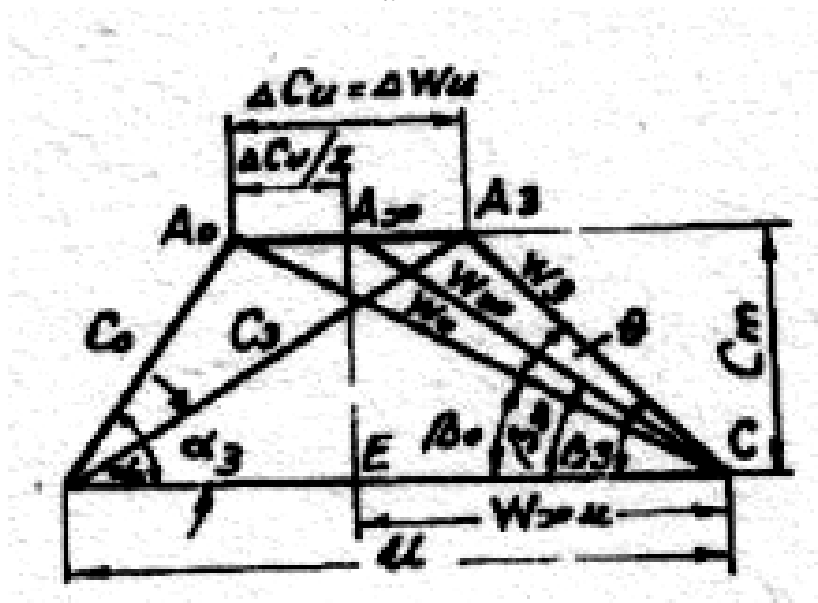
$$r = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2u\Delta w_u}$$

Бидејќи $w_m=c_m$ од триаголникот на брзини излегува дека е:

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} + w_{2u})(w_{1u} - w_{2u})$$

и

$$r = \frac{1}{2} \frac{W_{1u} + W_{2u}}{u} \quad (2.106)$$



Од триаголникот на брзини може да се види дека:

$$\frac{1}{2}(w_{1u} + w_{2u}) = w_\infty \cos \beta_\infty = w_{\infty u}$$

тоа е:

$$r = \frac{w_{\infty u}}{u} \quad (2.107)$$

Бесконечната брзина на струење низ работното коло се дефинира во векторски облик $w=w_1+w_2/2$ или во скаларен облик како:

$$w_\infty = \sqrt{c_m^2 + \left(\frac{w_1 + w_2}{2}\right)^2}$$

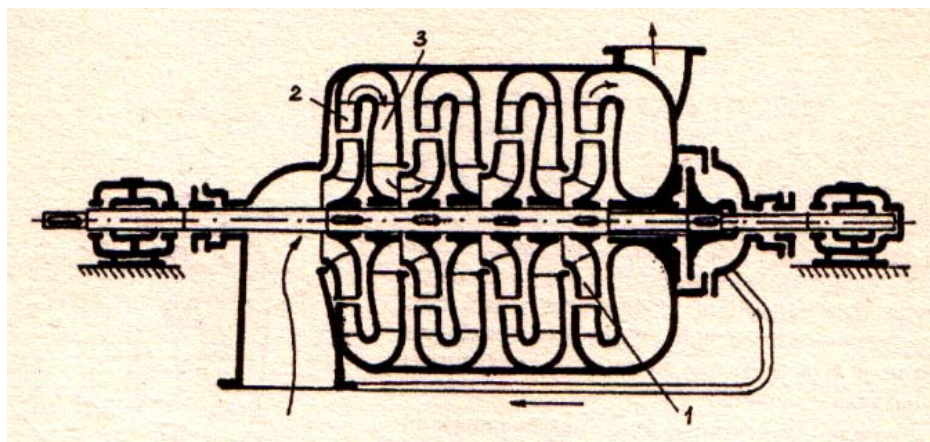
3. ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

3.1. КЛАСИФИКАЦИЈА НА ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ

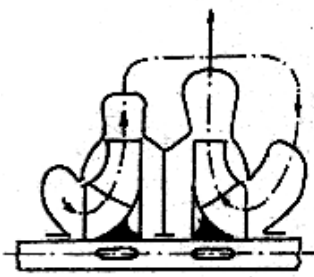
Центрифугалните пумпи се делат спрема своите карактеристични својства:

1. Спрема бројот на работните кола можат да бидат: едностепени, кога имаат само едно работно коло на вратилото, и двостепени, кога имаат две или повеќе работни кола на вратилото. Во тој случај флуидот поминува низ сите работни кола. Едностепените центрифугални пумпи се карактеризираат со куќиште во вид на спирала, поради што и пумпата се нарекува спирална пумпа. Повеќестепените центрифугални пумпи се составени од поединечни секции или степени, со свои припадни елементи.

Кај повеќестепените центрифугални пумпи секој степен претставува посебна секција, која со помош на вратилото кое е заедничко, се спојуваат во една целина и така прават пумпа единица (слика 3.1). Секој степен се состои од работно коло 1 и елементи позади и пред работно коло. Елементот непосредно позади работното коло се нарекува задколо 2 со лопатки или лопаткин дифузор, а елементот пред работното коло се вика предколо со лопатки 3. Задача на предколото и задколото е рамномерно да го транспортираат флуидот од предходното работно коло во наредното работно коло, односно од еден степен во друг, како и да изврши при тоа трансформација на вишокот кинетичка енергија, која флуидот ја однела од работното коло, во вид на притисок. Бидејќи флуидот е нестислив ($\rho = \text{const}$), сите степени се еднакви и обично се вели "нормален степен". Смерот на струење на флуидот во сите степени е ист.



Слика 3.1.

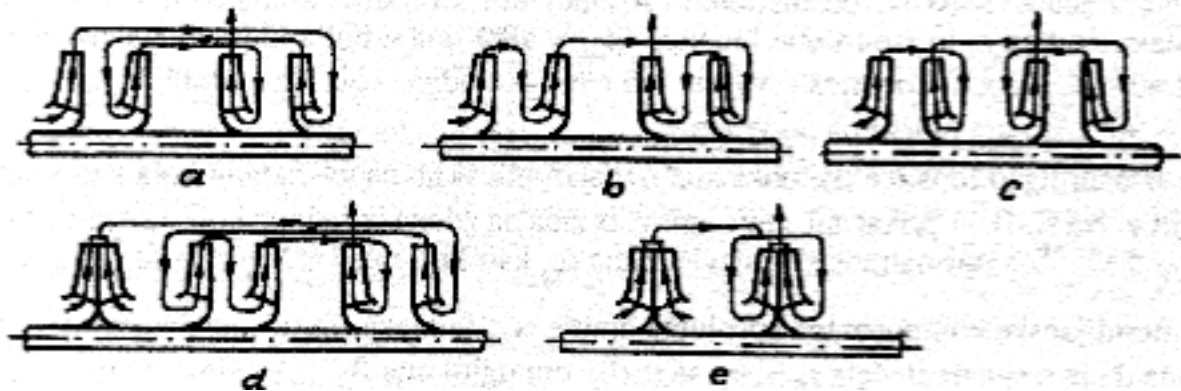


Слика 3.2.

Двостепена центрифугална пумпа има обично симетрично поставени работни кола и степените на флуидот во нив се симетрични, (сл. 3.2). Флуидот до секое работно коло се доведува преку полуспирален всисен канал, а се одведува во заеднички спирален одводен канал. Преку специјална спојна цевка флуидот се води од еден степен во друг.

На слика (3.3.) прикажани се други можни шеми (варјанти) на изведување на повеќестепенени центрифугални пумпи, во однос на типично решение прикажано на слика 3.1.

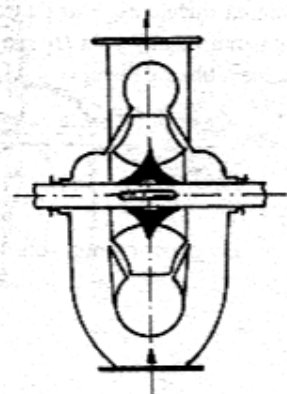
Основната карактеристика на повеќестепените центрифугални пумпи е во тоа, што вкупниот напор на пумпата е еднаков на збирот од напорите од поедините степени, додека протокот е секогаш ист. Недостаток на овој концепт на турбопумпи, е да со порастот на бројот на степените расте и осната сила, која делува спрема всисната страна на пумпата, бидејќи силата на притисокот делува на задната страна на работното коло.



Слика 3.3.

Освен тоа, пумпите од овој тип (секциски), во споредба со спиралните (едностепенени) центрифугални пумпи, имаат понизок степен на искористување. Бројот на степени може да биде дури до 18, а остварениот притисок во пумпата може да биде и до 450 бари, а протокот до 1,5 м³/с. Кај сложените конструкции на повеќестепенени центрифугални пумпи мора да се оди на помал број на степени (не повеќе од 8). На сликата 3.3.-е прикажана е двострујна и двостепенена центрифугална пумпа кај која, заради симетричното поставување на работните кола, осната сила сама се урамнотежува, додека степенот на искористување на пумпата е релативно висок заради подобрата конструкција на всисните и потисните канали.

2. Спрема начинот на доведувањето на флуидот во работното коло, центрифугалните пумпи се делат на еднострујни и двострујни, односно со едностран или двостран довод на флуидот. Кај едностраните пумпи флуидот во колото доаѓа само од една страна, (слика 1.1., 3.1., 3.2., и 3.3.-a,b,c.). Кај двостраните пумпи флуидот влегува во работното коло од две всисни страни (слика 3.3-e и 3.4.). Двостраното работно коло, во суштина, преставува две симетрични еднострујни работни кола спрегнати во една целина. Со самото тоа, протокот низ ова коло е два пати поголем од протокот низ едностраното коло со исти димензии.



Слика 3.4.

3. Спрема положбата на вратилото, центрифугалните пумпи се со хоризонтално вратило (слика 1.1., 3.1,2,3,4) или со вертикално вратило (слика 3.42). Во пракса најчесто се среќаваат центрифугални пумпи со хоризонтално

вратило. Со вертикално вратило најчесто се едностепени пумпи, а поретко се повеќестепени пумпи, и обично се со поголема моќност.

4. Во зависност од работниот флуид, центрифугалните пумпи можат да бидат: за чиста вода, за отпадна вода, за вискозна течност, за напојување на парни котли и т.н. Својствата на работниот флуид го детерминираат матерјалот од кој се изработуваат поедини склопови на пумпата, нејзината конструкција и технологијата на изработка на самата пумпа.

5. Погонот на центрифугалната пумпа може да се оствари: со електромотор, со мотор со внатрешно согорување, со парна или водна турбина и т.н.

6. Спрема специфичната брзина на вртење, центрифугалните пумпи се спороодни ($n_q = 11 \div 22$), нормални ($n_q = 22 \div 41$) и брзоодни ($n_q = 42 \div 82$).

3.2. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА ПАРАМЕТРИТЕ НА РАБОТНОТО КОЛО

3.2.1 Задача и начин на пресметување

При проектирање и пресметка на центрифугалните пумпи се задаваат протокот Q и напорот H (или единечната работа Y) која треба да се оствари. Покрај тоа, мора да се зададе и брзината на вртење n . Ако пумпата е за специјални намени тогаш се задаваат уште и температурата T и вискозитетот на флуидот ν , рН- факторот, абразивноста и други специфични податоци кои влијаат на пресметките и конструкцијата. Од брзината на вртење зависи всисната висина на пумпата H_g . Може да се зададе и висината на всис H_g , а потоа да се пресмета и соодветната брзина на вртење n . Во понатамошното излагање се разгледува дека низ пумпата струи чиста вода и за пресметка е зададена брзина на вртење на работното коло на пумпата, односно погонскиот мотор n .

Од зададените параметри со проектната задача, со равенките (2.78) и (2.79) се пресметува специфичната брзина на вртење n_q (или во стариот систем на мерки специфичната брзина на вртење) на чија основа се определува видот на пумпата и нејзината конструкција. Кај едностепените центрифугални пумпи со едностран влез на течноста во работното коло, специфичната брзина на вртење е $n_q = 11-82$. При пресметката треба да се има во предвид, а истото е потврдено и во пракса, дека најдобар степен на корисност на центрифугалната пумпа се постигнува кога $n_q = 35-63$.

Кога со проектната задача се зададени протокот Q , напорот H (или единечната работа Y) и избрана е брзината на вртење на погонскиот електромотор n , за овие зададени параметри специфичната брзина ќе биде:

$$n_q = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{nQ^{1/2} i^{3/4}}{H_{st}^{3/4}} \quad (\text{III.1})$$

во овој израз $n[\text{min}^{-1}]$, $Q[\text{m}^3]$, $H[\text{m}]$. H_{st} е напор по еден степен на повеќестепенаста пумпа, а i бројот на чекори.

Ако работното коло е двострујно, тогаш специфичната зачестаност се пресметува со $Q/2=Q_1$ т.е. по равенката:

$$n_q = \frac{nQ_1^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n\left(\frac{Q}{2}\right)^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{nQ^{1/2}}{\sqrt{2}H^{3/4}} \quad (\text{III.2})$$

Ако специфичната зачестаност е $n_q < 11$, тогаш обавезно се преминува на повеќестепенаста пумпа и во тој случај се задава n_q , а потоа се пресметува бројот на чекорите и истиот се заокружува на цел број, па повторно се пресметува n_q , каде што е и бројот на чекорите (3.1)

Протокот низ работно коло ќе биде поголем во однос на зададениот проток заради волуменските губитоци и изнесува:

$$Q' = \frac{Q}{\eta_Q} \quad (\text{III.3})$$

каде што η_Q - волуменски степен на корисност и може да се пресмета со равенката:

$$\eta_Q = \frac{1}{1 + 0.285 n_q^{-2/3}} \quad (\text{III.4})$$

Равенката (3.4) ги зема во обзир само волуменските губитоци заради истекување на течноста низ предниот процеп на всисната страна на работното коло, т.е. помеѓу предниот венец на работното коло и куќиштето на пумпата.

Напорот на работното коло заради хидрауличните губитоци е поголем од зададениот напор на пумпата H за хидрауличен степен на корисност и се пресметува по равенката:

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(\log D_{rac} - 0.172)^2} \quad (\text{III.5})$$

па сега напорот на работното коло е:

$$H_k = \frac{H}{\eta_H} \quad (\text{III.6})$$

Во равенката (3.5) даден е фиктивен пречник на влезот во работното коло. Тој представува круг чиј пресек е еднаков на пресекот на влезниот дел од работното коло.

Во општ случај, кога вратилото проаѓа низ всисниот простор на пумпата, влезниот пресек спрема сликата (3.5) е:

$$A_o = (D_o^2 - d_{gl}^2) \cdot \frac{\pi}{4} \quad (III.7)$$

каде што:

D_o - најмалиот всисен пречник на влезот во работното коло.

d_{gl} - пречник на главчината на работното коло.

За определување на всисниот пречник во работното коло D_o , се тргнува од равенката:

$$A_o = D_o^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad (III.8)$$

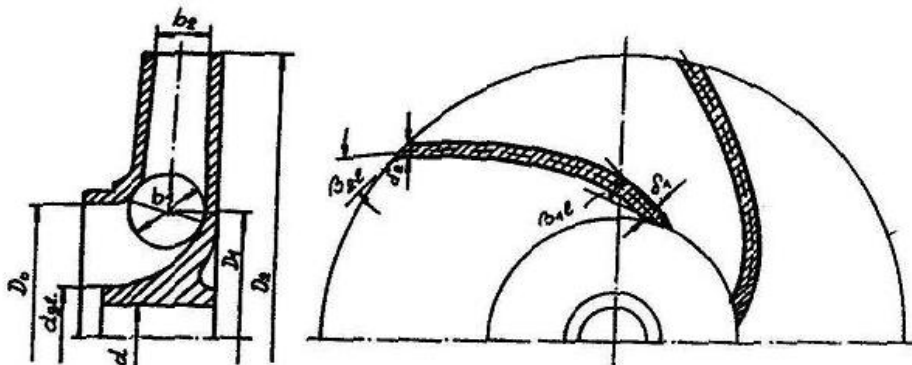
Од равенките (3.7) и (3.8) следи дека е:

$$D_{rac}^2 = D_o^2 - d_{gl}^2 \quad (III.9)$$

На основа на статистички податоци од литературата, препорачано е да пресметковниот пречник D_{rac} се определи по равенката:

$$D_{rac} = k_o \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}} \quad (III.10)$$

каде што: протокот Q' [m^3], n [s^{-1}]. Коефициентот k_o се избира во границата $k_o=0,90-1,66$. Од изборот на овој коефициент зависи и кавитационата карактеристика на пумпата. Со обзир на кавитацијата се препорачува k_o да биде во границата $k_o=1,02-1,15$



Слика 3.5.

Ако се занемари влијанието на волуменските губитоци и се земе во обзир равнката (3.10), брзината c_o на влезот во работно коло ќе биде:

$$c_o = \frac{4Q'}{\pi D_{\text{рач}}^2} = \frac{4Q'}{\pi K_o^2 \left(3\sqrt{\frac{Q'}{n}}\right)^2} = \frac{4(Q')^{1/3} n^{2/3}}{\pi K_o^2} = \frac{4}{\pi K_o^2} \sqrt[3]{Q' n^2}$$

Или

$$c_o = \alpha \sqrt[3]{Q' n^2} \quad (\text{III.11})$$

при што е $\alpha = 4\pi K_o^2$. Обично се препорачува $\alpha = 0,96-1,22$, ако се усвои, како што е напред речено, да $K_o = 1,02-1,15$ и n брзината на овртежи во s^{-1} .

Во претходната пресметка неопходно е да се определи и моќноста на вратилото на пумпата.

$$P = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta} = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta_Q \eta_H \eta_m}$$

каде механичкиот степен на искористеност е еднаков на:

$$\eta_m = \eta_{mi} \eta_{me}$$

каде што:

η_{mi} - внатрешен механички степен на искористување на пумпата кој го зема во предвид триењето на венците и дисковите на работното коло во околната течност.

η_{me} - надворешен механички степен на искористување на пумпата кој ги зема во предвид губитоците на моќноста во лежиштата, процепот каде што поминува вратилото низ куќиштето на пумпата и триењето на спојницата со околниот воздух.

Внатрешниот степен на искористување на пумпата η_{mi} може да се пресмета:

$$\eta_{mi} = \frac{1}{1 + \frac{61,55}{n_q^2}} \quad (\text{III.12})$$

додека надворешниот механички степен на искористување се пресметува од искуство, што зависи од големината на пумпата, и се избира во границите $\eta_{me} = 0,96-0,98$ и поголеми вредности за поголеми пумпи.

Се препорачува за приближна пресметка на силата (снагата) P да се земе општиот степен на искористување η на пумпата на основа на статистичките податоци за веќе изведена квалитетна пумпа. На слика 3.6. дадена е графичката зависност на степенот на искористување на пумпата од специфичната зачестаност на вртење и протокот Q .

При хидраулична пресметка на работно коло на центрифугална пумпа, при зададен проток Q , напор H и брзина на вртење n , се определуваат основните параметри во меридијанските пресеци на работното коло и излезните и влезните агли на лопатките, кои можат да се нацртаат во ортогонална проекција (хоризонтална проекција - план на колото). Пресметката може да се изведе по теорија на струење низ кружна решетка на лопатките или со теорија на сличност.

Се користи струјна теорија, а при пресметка и статистички податоци од литературата за добро изведени и квалитетни пумпи, т.е. со висок степен на искористување.

При пресметка и конструкција на центрифугални пумпи, се препорачува да се користат статистички податоци за изведени пумпи со иста или приближна специфична брзина на вртење n_q , со еднаква конструкција и изведување.

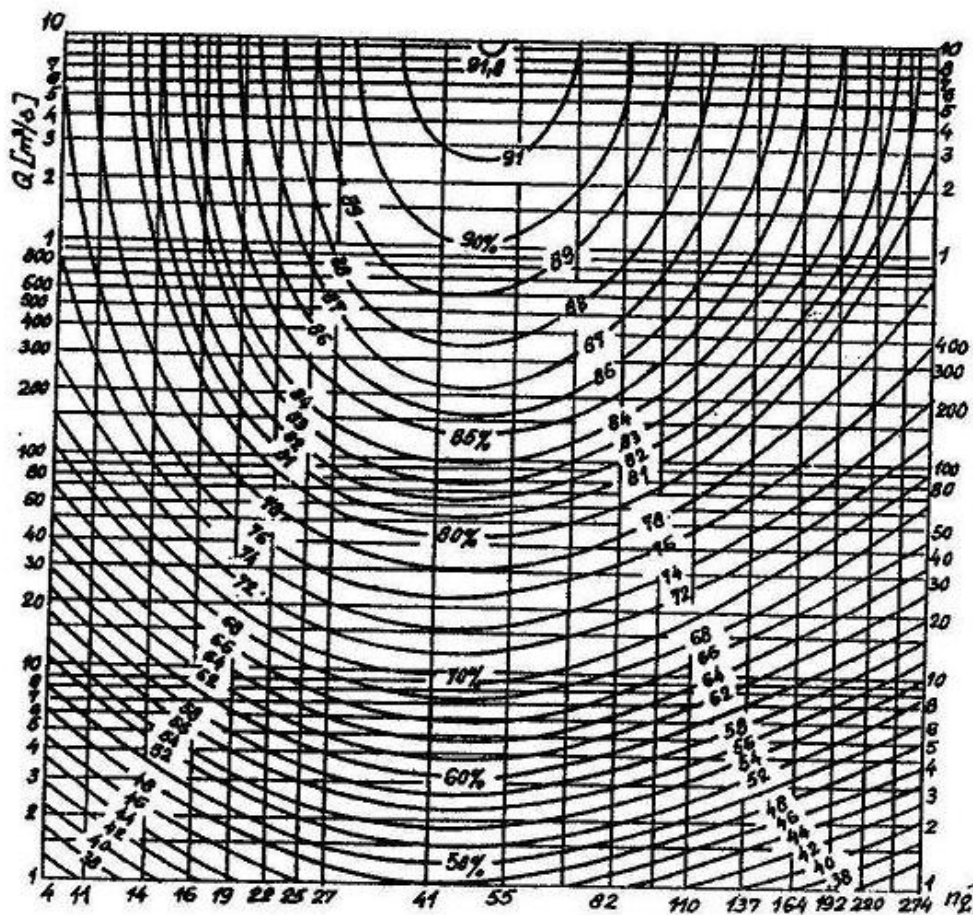
3.2.2. Изведување на основни геометриски параметри и

агли на лопатките на работното коло

Кога специфичната брзина на вртење пресметана по равенките од поглавје 2.2.1. ($n_q=11-22$), а понекогаш и до 28, тогаш работното коло се изведува со цилиндрични лопатки. На слика 3.5 е покажано работно коло со цилиндрични лопатки во меридијанска и хоризонтална проекција. На сликата исто така се означени и проточните параметри, како и влезните и излезните агли на лопатките β_{11} и β_{21} .

Определување на основните параметри на влезот во работното коло. Брзината на влез во работното коло се определува по равенката (3.11). Коефициентот α се избира со обзир на кавитационите својства на пумпата, а ако е потребна поголема всисна висина тогаш се бира помала бројна вредност на коефициентот.

Пречникот D_0 на влезот на работното коло се определува од равенката на континуитет.



Слика 3.6.

$$Q' = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_g^2) c_o$$

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi c_o} + d_g^2} \quad (\text{III.13})$$

Пречникот на вратилото на пумпата во прво приближување се определува преку пресметките на торзија по изразот:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \tau_{td}}} \quad (\text{III.14})$$

каде што :

M_t - момент на торзија во Nm,

τ_{td} - дозволено напрегање на торзија на материјалот, од кое вратилото се изработува во N/m^2 (за вратилата обично се зема јаглороден челик ($\tau_{td}=300-500 \cdot 10^5 N/m^2$))

Моментот на торзија се определува по изразот:

$$M_t = 702600 \cdot \frac{P_{max}}{n} \quad (III.15)$$

каде што $P_{max}=(1,1-1,2)P$, а n во s^{-1} .

Пречникот на главчината на работното коло е еднаков на пречникот на заштитната чаура која се поставува на вратилото кога истото поминува низ висисниот простор. Обично се зема дека пречникот на главчината е :

$$d_{gl} = (1.2 + 1.4) d \quad (III.16)$$

Пречникот на вратилото пресметан по изразот (3.14) секогаш се зголемува заради изработување на жлебови за клин, т.е. ослабување за 10-20%, а потоа треба да се усклади со стандардниот пречник. После ова, вратилото треба да се провери на комбинирано напрегање на торзија и свиткување, како и за критична брзина на вртење. Ова треба да се направи дури тогаш кога вратилото конструктивно ќе се изведе.

Меридијанската брзина c'_{lm} непосредно пред влезната ивица на лопатката се зема дека е $c'_{lm}=c_0$. Влезната ивица на цилиндричната лопатка се усвојува на основа на искуство или паралелно со оската на вртење или навалена под агол од 15-30° спрема оската на работното коло.

Работните кола со излезен пречник $D_2 < 80$ mm секогаш имаат влезна ивица на лопатките паралелна со оската на вртење.

Пречникот на кој започнува влезната ивица на лопатките D_1 обично е $D_1=(0,8-1,0)D_0$.

Ширината на работното коло на влезот b_1 , се определува со помош на равенката:

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 c'_{1m}} \quad (III.17)$$

Меридијанската компонента за апсолутната брзина непосредно на влезната ивица на лопатката на работното коло е:

$$c_{1m} = K_1 c'_{1m}$$

каде што: K_1 - коефициент на стеснување на проточниот пресек поради дебелината на лопатките. Обично се зема дека $K_1=1,1-1,2$, а кога параметрите ќе се пресметаат се проверува усвоената вредност. Ако вредноста е во предвидените граници пресметувањето не се повторува, но ако разликата е поголема тогаш повторно се избира нова бројна вредност и пресметувањето се повторува.

Преносната брзина на влезната ивица на лопатките се определува со равенката:

$$u_1 = D_1 \pi n \quad (\text{III.18})$$

Ако струењето на влезот во работното коло било виорно т.е. $c_{1u} \neq 0$ (слика 2.10-а), аголот за безударен влез на струјата во работното коло ќе се определи со:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c'_{1u}} = \frac{K_1 c'_{1m}}{u_1 - c'_{1m} \operatorname{ctg} \alpha'_1} \quad (\text{III.19})$$

Најчесто е $c_{1u} \neq 0$ (слика 2.10-б). Во тој случај изразот (3.19) го добива следниот облик:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} = \frac{K c'_{1m}}{u_1} \quad (\text{III.20})$$

Како што е кажано во точка 3.7., влезниот агол на лопатките се зема дека е: $\beta_{1l} = \beta_1 + \Delta\beta_1$, каде што $\Delta\beta_1 = 3-8^\circ$.

Кај центрифугалните пумпи со висок хидрауличен степен на искористување η_H , влезниот агол обично е во границите на $\beta_{1l} = 18-25^\circ$. Како што се гледа на сликата 2.10 релативната брзина на струење на течноста на влезот во работното коло е:

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_{1l}} = \frac{K_1 c'_{1m}}{\sin \beta_{1l}} \quad (\text{III.21})$$

Определување на основните параметри на излез од работното коло.
Преносната брзина на излез од работното коло u_2 , во прво приближување може да се определи тако да произлегува од основната равенка (2.43) и ако се воведи дека е $\Psi_k = 2c_{2u}/u_2$, тогаш следи дека е: $c_{2u} = \Psi_k/2 \cdot u_2$.

Во тој случај:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\eta_H \Psi_k}} \quad (\text{III.22})$$

Обично се зема дека коефициентот $\Psi_k=1,1-1,2$. Така да во првото приближување е:

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi n} \quad (\text{III.23})$$

Меридијанската компонента на апсолутната брзина на струење од работното коло е c'_{2m} . Ако се земе во обзир дебелината на лопатките тој изнесува обично $c'_{2m}=(0.7-0.8)c'_{1m}$, за работно коло со добри кавитациони карактеристики. За работно коло со значајно поширок влез во работното коло, поради подобрување на кавитационите карактеристики, како на пример, кај напојните пумпи за парни котли, се зема дека е $c'_{2m}=(1.8-2.2)c'_{1m}$.

Меридијанската брзина c_{2m} непосредно пред излезната ивица на работното коло, согласно со равенката (2.70) е $c_{2m}=K_2 c'_{2m}$, каде што K_2 -коефициент на намалување на проточниот пресек на излез од работното коло поради дебелината на лопатките. Обично се зема дека $K_2=1.05-1.1$.

Од триаголниците на брзина на излез од работното коло при $z_k=\infty$ (слика 2.10) следи дека е:

$$w_{2\infty} = \frac{c_{2m}}{\sin \beta_{2l}} = \frac{K_2 c'_{2m}}{\sin \beta_{2l}} \quad (\text{III.24})$$

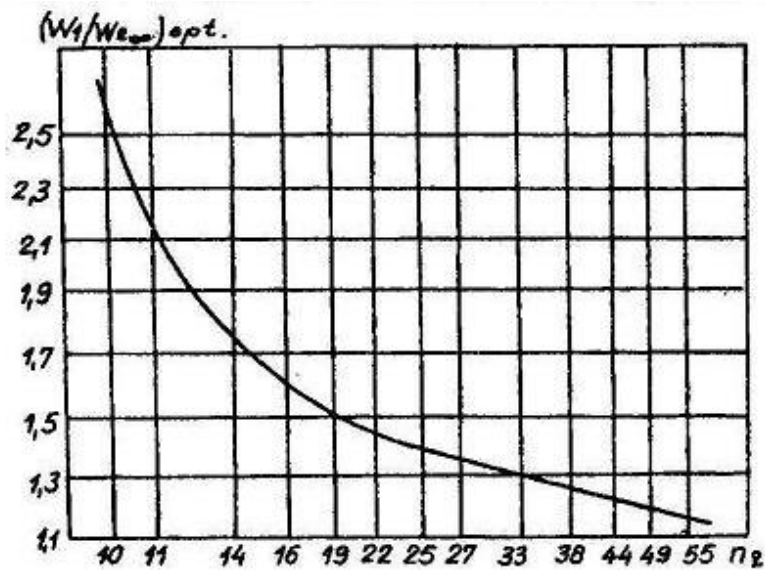
Кога ќе се подели левата и десната страна на равенката 3.21 и 3.24 се добива:

$$\frac{w_1}{w_{2\infty}} = \frac{K_1 c'_{1m} \sin \beta_{2l}}{K_2 c_{2m} \sin \beta_{1l}}$$

Од каде следи:

$$\sin \beta_{2l} = \frac{w_1}{w_{2\infty}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{c'_{2m}}{c'_{1m}} \sin \beta_{1l} \quad (\text{III.25})$$

Оптималната вредност на односот $w_1/w_{2\infty}$ може да се определи од дијаграмот, даден на сликата 3.7. Ориентационо може овој дијаграм да се искористи и за определување на односот w_1/w_2 .



SI. III.7

За проектирање и изведување на работно коло со висок степен на искористување, се препорачуваат следниве бројни вредности за излезниот агол на β_{2l} , при

n_q	11	27	55	82
β_{2l}	30-36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Ако се сака стабилна (крута) карактеристика на пумпата, се препорачува аголот на лопатките на излезот од работното коло да биде $\beta_{2l}=18-22.5^\circ$.

За работно коло со цилиндрични лопатки и со радијален или приближно радијален меридијански пресек, бројот на лопатките се определува по равенката 2.63.

Со помош на определениот број на лопатки z_k и познат излезен агол на лопатките β_{2l} , со помош на изразите 2.55 и 2.57 се определуваат коефициентите p и Ψ' , а со тоа и напорот на работното коло за $z_k=\infty$ со равенката:

$$H_{k\infty} = (1+p)H_k = (1+p) \cdot \frac{H}{\eta_H}$$

кој преоѓа во основна равенка 2.45 и кога ќе се земе во обзир и излезниот триаголник на брзината $z_k=\infty$ сл(2.10), се добива :

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 c_{2u\infty}}{g} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{tg\beta_{2l}} \right) = \frac{u_2^2}{g} - \frac{c_{2m}}{g \cdot tg\beta_{2l}} u_2$$

Кога ќе се реши оваа квадратна равенка по u_2 , се добива :

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2tg\beta_{2l}} + \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2tg\beta_{2l}}\right)^2 + gH_{k\infty}} \quad (III.26)$$

Со ваква добиена преносна брзина u_2 на излез од работното коло се определува со второ приближување излезниот пречник на работното коло D_2 , кое е веќе пресметано со равенката 3.23. Ако вредноста на пречникот D_2 се разликува значително во првото и второто приближување, тогаш пречникот D_2 треба повторно да се пресмета со ново приближување.

Ширината на работното коло на излез се определува согласно со равенката 2.70 т.е.

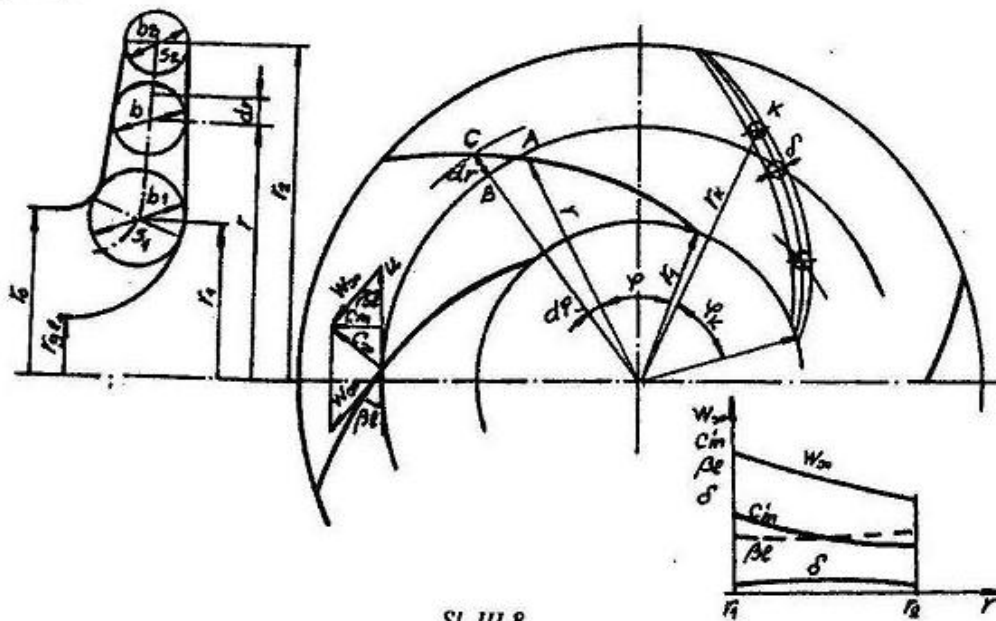
$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 c'_{2m}} \quad (III.27)$$

По завршено определување на основните геометриски параметри на работното коло, неопходно е да се проверат усвоените-претпоставени вредности на коефициентот за стеснување на проточниот пресек поради дебелината на лопатките на влезот и излезот од работното коло. т.е. K_1 и K_2 . За таа цел се користат равенките (2.68 и 2.71). Дебелината на лопатките δ која се појавува во горните равенки, се бира со обзир на материјалот од кој се прави работното коло, како и технолошките можности (леење во песок или кокили). Значајно е тоа дали лопатките се со константна дебелина или профилирани?

3.2.3 Оформување меридијански пресек на работно коло

Во претходото поглавје беа определени основните геометриски параметри на работно коло $D_0, d_{vr}, d_{gl}, D_1, D_2, b_1, b_2$ по што може да се нацрта меридијанскиот пресек. При ова неопходно е да благо се менува ширината на работното коло од влезот до излезот.

За работно коло со цилиндрични лопатки, се зема положбата на средните струјни линии во каналот да бидат блиску до радијалната линија, а потоа промената на меридијанските брзини од влезот до излезот да се менуваат по должина на радиусот како на слика 3.8. Меридијанските брзини c'_{1m} , c'_{2m} се определуваат по равенките (2.66 и 2.70)



Sl. III.8

Висината на каналот b на произволен радиус r , односно пречник D се определува по равенката:

$$b = \frac{Q'}{2\pi r c'_m} \quad (\text{III.28})$$

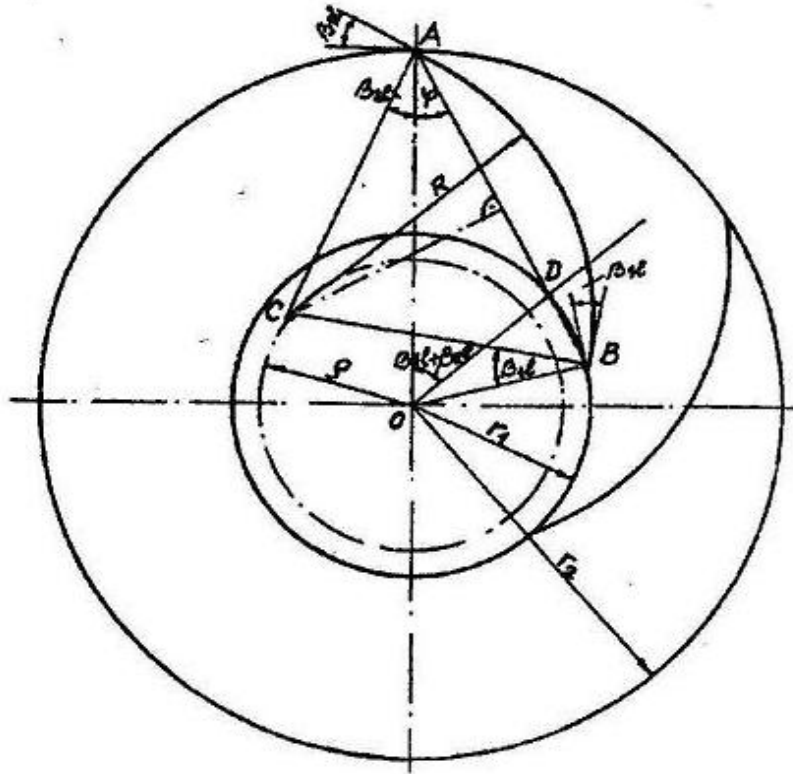
Зидовите на каналот, односно венците на работното коло во меридијанската рамнина, претставуваат благи линии, кои тангираат впишани кругови со пречник b чии центри се центри на струјната линија на каналот. Се препорачува да обликот на зидовите во каналот биде изведен по веќе добро изведени конструкции на работни кола слични или исти како n_q .

3.2.4 Профилирање на цилиндрични лопатки со еден кружен лак $R=\text{const}$

Откако се пресметани пречниците D_1, D_2 како и аглиите на лопатките β_{11}, β_{21} , на влез и излез од работното коло, може во ортогонална проекција да се нацрта средна линија (симетрала) на лопатките, со помош на кружниот лак $R=\text{const}$. Начинот на цртање на лопатките со еден кружен лак прикажан е на слика 3.9

Од избрана точки A на обемот на кругот со полупречник r_2 и вертикалната оска OA се повлекува права под агол β_{21} спрема оската OA . Од оската на ротација од точката O се повлекува права под агол $\beta_{11} + \beta_{21}$ према вертикалната оска OA . Оваа права го сече кругот со полупречник r_1 во точка d .

Ако се повлече права низ точката O и точката D таа ќе го пресече кругот на радиус r_1 во точката B . Од средината на правата \overline{AB} се повлекува нормала на таа права и истата го сече правецот под агол β_{2l} во точката C . Правата \overline{AC} и \overline{BC} представува полупречник на кривина на правата AB т.е. тоа е полупречник R . Од каде $R = \overline{AC} = \overline{BC}$.



SI. III.9

Од рамнокраките триаголници ACB и DCB следи равенката :

$$\begin{aligned}\beta_{1l} + \beta_{2l} + \varphi &= \angle OBD \\ \beta_{2l} + \varphi &= \angle CAB = \angle CBA\end{aligned}$$

После одземање на втората равенка од првата, се добива:

$$\beta_{1l} = \angle OBD - \angle CBA = \angle CBA$$

Со примена на косинусната теорема за триаголници OAC и OBC се наоѓа:

$$\overline{OC}^2 = \rho^2 = R^2 + r_1^2 - 2Rr_1 \cos \beta_{1l}$$

II

$$\rho^2 = R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos \beta_{2l}$$

Од каде следува:

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{(r_2 \cos \beta_{2l} - r_1 \cos \beta_{1l})} \quad (\text{III.29})$$

а радиусот на центарот на кружниот лак на симетралата на лопатките се определува :

$$\rho = \sqrt{R^2 + r_1^2 - 2Rr_1 \cos \beta_{1l}} \quad (\text{III.30})$$

Или

$$\rho = \sqrt{R^2 + r_2^2 - 2Rr_2 \cos \beta_{2l}} \quad (\text{III.30a})$$

Профилирањето на цилиндричните лопатки со еден кружен лак $R = \text{const}$ има свои недостатоци, бидејќи пропишува закон за промена на релативната брзина по должина на лопатките, кој во поедини случаи не мора да биде најдобар. Овој начин на конструирање на лопатките се применува при конструирање на мали работни кола, кои по технолошките можности бараат прости решенија. Според тоа оваа метода со еден кружен лак може да се потполни со констрикција на лопатки со помош на 2 кружни лака, Архимедовата логоритамска спирала или еволвенти.

3.2.5 Профилирање на цилиндрични лопатки со метод “точка по точка”

Профилирањето на лопатките се состои од определување на ортогонална проекција по контура на предната и задната страна на лопатките во рамнина нормална на оската на ротација на работното коло. Обично се разгледува ортогоналната проекција на пресекот на лопатките со ротационата површина, која образува средна струјна линија (струјница) s_1 и s_2 во меридијанскиот пресек (слика. 3.8). Таа линија кај центрифугалните пумпи со мала специфична брзина на вртење ($n_q = 11-22$) има скоро радијален или приближно радијален правец во меридијанската проекција т.е. $s = r$ (сл.3.8), поради што создава прстен во рамнината. Ортогоналната проекција на пресекот во таа рамнина со лопатката т.е. профилот на лопатките се гледа во вистинска големина.

Обично, прво се определува ортогоналната проекција на средната струјна линија на профилот на лопатките или скелетница на профилот на кој потоа се нанесува дебелина на профилот на скелетницата (на двете страни на средната линија по половина од дебелината на профилот). Потоа се оцртува контура на профилот на лопатките.

Ортогоналната проекција на средната линија на профилот може да се нацрта, ако се користи поларниот координатен систем (сл. 3.8). За таа цел се определуваат поедини точки на таа средна линија на радиус r со помош на аголот

φ , кој се мери од влезната или излезната ивица на почетокот на профилот-лопатката. Ако се обележи со A произволна точка на средната струјна линија, која е определена со радиусот r и агол φ , положбата на точката C , која се наоѓа на бескрајно блиско растојание од неа, се определува со радиусот $r+\Delta r$ и агол $d\varphi$. Од елементарно криволинискиот триаголник ABC следи дека:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_l &= \frac{dr}{rd\varphi} \\ d\varphi &= \frac{dr}{r\operatorname{tg}\beta_l} \end{aligned} \quad (III.31)$$

Равенката (3.31) представува диференцијална равенка на средната линија на профилот на лопатките. Аголот φ , ја определува положбата на произволната точка на таа линија на радиус r и се определува низ интегрирање на диференцијалната равенка (3.31) во границите од r_1 до r т.е.

$$\varphi = \int_{r_1}^r \frac{dr}{r\operatorname{tg}\beta_l} \quad (III.32)$$

За решавање на овој интеграл неопходно е да се знае вредноста на аголот на лопатката β_l за произволен радиус. Од триаголникот за брзина со радиус r , кога бројот на лопатките е $z_k=\infty$, следи дека:

$$W_\infty = \frac{c_m}{\sin\beta_l} = \frac{Kc'_m}{\sin\beta_l} = \frac{t}{\left(t - \frac{\delta}{\sin\beta_l}\right)} \cdot \frac{c'_m}{\sin\beta_l} = \frac{c'_m}{\sin\beta_l - \frac{\delta}{t}} \quad (III.33)$$

каде што: $K = \frac{t}{t - \frac{\delta}{\sin\beta_l}}$ коефициент на намалување на проточниот пресек заради

дебелината на лопатките на радиус r , и е определен во точката 2.7.1.

Кога ќе се реши равенката (3.33) по синус β_l се добива :

$$\sin\beta_l = \frac{c'_m}{W_\infty} + \frac{\delta}{t} \quad (III.34)$$

Вредноста на аголот β_l на произволен радиус r ќе биде определена ако се познати бројните вредности од десната страна на равенката (3.34). За таа цел се дава графичка промена на релативната брзина W , меридијанската брзина c'_m и дебелината на лопатките δ во зависност од радиусот r (сл. 3.9) со други зборови,

се пропишува закон за промена на тие величини од влезот до излезот од работното коло. Вредноста на релативните брзини $w_{1\infty}$, $w_{2\infty}$ на влезот и на излезот од работното коло се познати, затоа што се веќе пресметани како што е објаснето претходно. Вредностите за брзината c'_m зависат од усвоениот облик на каналот во меридијаснката рамнина. Дебелината на лопатките δ односно профилот на лопатките, може да се прифати дека е по цела должина еднаква или променлива, што зависи од големината на пумпата и саканиот квалитет, како и технолигајата на изработка. Се препорачува кај поголемите пумпи профилот на лопатките да биде во облик на крила-аеропрофил, затоа што со тоа се обезбедува висока енергетска и кавитациона карактеристика на пумпата.

Понекогаш се прифаќа и промена на аглиите на лопатките β_l во зависност од радиусот r (аглиите на лопатките β_{1l} , β_{2l} се познати затоа што се веќе пресметани) и при познатиот закон за промена на меридијанската брзина c'_m и дебелината на лопатките се проверува промената на релативната брзина w_∞ и пожелно е да таа промена биде блага и континуирана, без максимуми и минимуми.

Аголот на лопатките β_l практично се определува низ бројно интегрирање. За таа цел подинтегралната функција во (3.32) се означува со:

$$B(r) = \frac{1}{r \operatorname{tg} \beta_l} \quad (\text{III.35})$$

Во тој случај порастот на централниот агол на лопатката $\Delta\varphi$, кој одговара на порастот на радиусот Δr_l е еднаков на:

$$\Delta\varphi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \quad (\text{III.36})$$

При што β_i и β_{i+1} се вредности на подинтегралната функција кај радиусот $r_i + \Delta r_i$.

Положбата на произволната точка K на средната линија на лопатките се наоѓа на радиус r_k и ќе биде определена со централниот агол φ_k (сл. 3.8.) како:

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \quad (\text{III.37})$$

Со помош на равенките (3.36) и (3.37) се добиваат вредности за централниот агол φ_k во радијани. Да би добиле централен агол во степени неопходно е изразот да го помножимо со $360^\circ/2\pi$ па така се добива:

$$\varphi_k^{[0]} = \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \quad (\text{III.37-a})$$

Т-3.1-Профилирање на цилиндрични лопатки во работно коло во ортогонална проекција

Таџ.бр.	$r(\text{mm})$	$C_m(\text{m/s})$	$W_\infty(\text{m/s})$	C_m/W_∞	$t(\text{mm})$	$\delta(\text{mm})$	δ/t	$\sin\beta_l$	β_l	$\text{tg}\beta_l$	$B = \frac{1}{r \text{tg}\beta_l}$	$\Delta r(\text{mm})$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r$	$\Delta\varphi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$\varphi_k^\circ = \sum_{i=1}^n \Delta\varphi_i$	φ_k°
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1																
2																
3																
4																

За практично определување на средна линија на профилот или лопатките во меридијанска проекција, истата се разделува на неколку еднакви делови Δr . Пресметката е покажана табеларно во таблицата 3.1. После определување - вртнување на средната линија на лопатките во соодветните избрани точки се цртаат кругови со пречник на дебелината на лопатките δ за тој радиус. Кривите кои ги тангираат тие кругови ја определуваат контурата на профилот, односно градната и грбната страна на лопатката. Централниот агол во ортогонална проекција треба да биде $\varphi=80^\circ-120^\circ$. Каналот на лопатките, кој на овој начин е добиен, треба да обезбеди континуална промена на брзината со минимални хидраулични губитоци на струјна енергија.

3.3. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА РАБОТНО КОЛО НА

ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА СО ПРОСТОРНО ЗАКРИВЕНА ЛОПАТКА

3.3.1. Цртање на меридијански пресек и определување на струјниците во

работното коло

Кога при пресметка се добива специфична брзина на вртење $n_q > 40$ на кој одговара однос на пречникот $D_2/D_0 < 1.8$, тогаш лопатката се вовлекува во висниот отвор и станува просторно закривена.

Како што е речено во глава 2.9, со растење на специфичната брзина на вртење n_q се смалува односот на D_2/D_0 , ама затоа па се зголемува односот b_2/D_2 т.е. каналот на работното коло во меридијанската рамнина станува релативно широк. Да се добие добро работно коло, обично кај центрифугалните пумпи со $n_q > 22 - 27$, влезниот раб на лопатката од работното коло се вовлекува во всисниот простор, т.е. во просторот каде струењето преминува од аксијален во радијален смер. На овој начин се зголемува должината на лопатката, се смалува обемот и релативната брзина на струење на влезот во работното коло и се подобруваат енергетските и кавитациските својства на работното коло.

Заради разликите на преносната и релативната брзина вдолж влезниот раб на лопатката, аглите на струење и аглите на лопатката ќе бидат различни во различни точки т.е. на различни радиуси вдолж влезниот раб, затоа што влезниот раб на лопатката станува просторно закривена. На овој начин настанува посложена форма во однос на цилиндричните лопатки.

Решавањето и конструкцијата на лопатките на работното коло со просторно закривени лопатки е многу посложено во однос на работното коло со цилиндрични лопатки. Во овој случај прво се определуваат основните геометриски параметри и линијата на меридијанскиот пресек на работното коло.

Како што е речено во точка 3.2.2 за зададен проток Q , и напор H , при усвоена брзина на вртење n , се определуваат пречниците d_{vr}, d_{gl}, D_0 и во првото приближување на пречникот D_2 и ширината на колото на излезот b_2 .

Контурата на меридијанскиот пресек на работното коло и влезниот раб на лопатката се црта на основа на искуство и веќе на добро изведени конструкции со добар степен на корисност η .

За точно решавање и определување на аглите на лопатките на влезната и излезниот раб на лопатката, неопходно е да се изврши детално решавање по теорија на струење. Во тој случај, првин се цртаат струјни линии во меридијански пресек, кои преставува, всушност, оформена струјна површина. Оваа површина со ротацијата површина имаат заедничка оска-оска на вртење на работното коло.

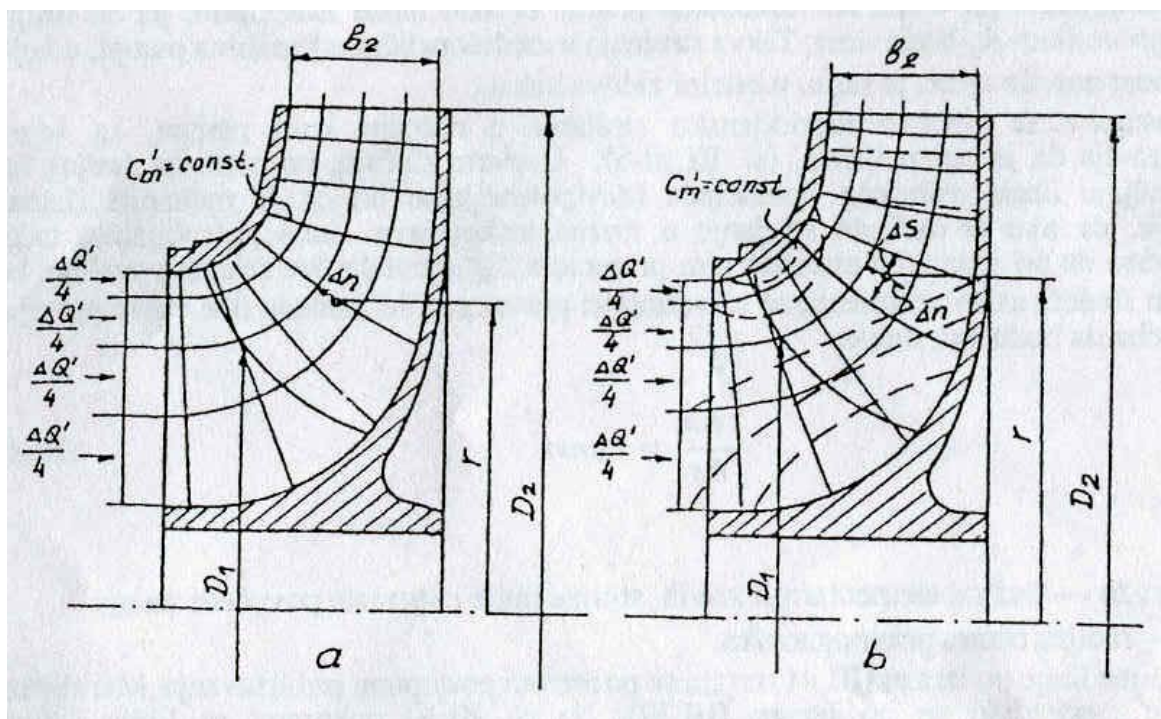
Цртајќи го на шема ова струење на работното коло, се зема во предвид дека честиците на течноста извршуваат апсолутно струење и имаат сложен просторен карактер по струјна линија, која лежи на струјни површини. Струјна линија во меридијанска рамнина во тој случај може да се посматра како меридијанска проекција на струјната линија во меридијанска рамнина. Очигледно е, дека меридијанската брзина на струење е тангента на струјната линија во меридијанско струење.

При решавање на работното коло со просторно закривени решетки струењето во него се дели на елементарно струење со посредство на неколку поставени струјни линии во меридијански рамнини (слика 3.10.). При ова се претпоставува, дека елементарните струења имаат еднаков проток $\Delta Q'$.

Соодветните струјни линии во меридијанска проекција може да се определи кога ќе се земе во обзир да струењето во областа на работното коло со еднакви брзини и потенцијално.

Струењето со еднакви брзини во меридијанскиот пресек се карактеризира, всушност, со еднакви меридијански брзини по нормала на струјаната линија (слика 3.10.a). За да се определи закон по кој ќе се цртаат струјните линии, струењето низ работното коло се дели на елементарни струења со еднакви протоци

$$\Delta Q' = \frac{Q'}{i} = 2r\pi\Delta n c' m \quad (3.38)$$



Слика 3.10

каде што:

i - Број на елементарни струења

Δn - Должина на елементите на нормалата помеѓу две соседни линии

r - Полупречник центар на елементот Δn .

Бројот на елементарни струења се зема да е парен број во зависност од величината на меридијанскиот пресек (најчесто $i=4-6$), а средна струјна линија се определува од око. Бројот на струјните линии во овој случај ќе биде $i+1$, вработувајќи го и венцот на работното коло.

Од изразот (3.38) следи меридијанската брзина:

$$C'_m = \frac{\Delta Q'}{2r\pi\Delta n} \quad (3.39)$$

Затоа што елементарниот проток $\Delta Q'$ е еднаков за сите елементарни струења исто важи и за меридијанската брзина C'_m ќе бидат еднакви по разгледуваната нормала. Од изразите (3.38) и (3.39) следува дека за таа нормала важи:

$$r\Delta n = \frac{\Delta Q'}{2\pi c'_m} \quad (3.40)$$

Со помош на на равенката (3.40) се цртаат струјните линии во меридијански пресек по методот на приближување. Најпрвин од око во првото приближување се цртаат струјните линии, кои се погусты таму каде што проточниот пресек е стеснет. Потоа на струјните линии се нанесуваат нормали и потоа се проверува константата $r\Delta n$, која мора да биде еднаква долж нормалата по изразот (3.40). Струјните линии и нормалите постепено се корегираат се додека не се добие грешка помала од 5%, определена како однос на разлика од најмалата и најголемата бројна вредност на $r\Delta n$. Потоа по изразот (3.39), се определува меридијанската компонента на брзината C'_m . Се усвојува дека меридијанската брзина по дадената нормала има средна аритметичка вредност, определена по поедините елементи Δn по нормалите.

Познато е од механика на флуиди, дека потенцијалното струење важи за невискозен хомоген флуид. Со извесно приближување може да се гледа дека низ работното коло струи реална течност и тоа потенцијално, при што вискозоста на реалниот флуид може да се занемари, затоа што струењето се одвива преку високи R_e -броеви. Такви струења во меѓулопатичните канали на пумпата, во кои вискозоста има најголемо влијание, е само во близана на сидовите на каналите.

Се набљудува повторно меридијанско струење во работното коло на пумпата, за кое се претпоставува дека е потенцијално (слика 3.10-б). Во овој случај, нормалите на струјните линии преставува линии со еднаков потенцијал (еквипотенцијални линии). Во механика на флуиди се докажува, дека ако се сака да струењето во меридијанската рамнина биде потенцијално, тогаш е неопходно да при еднакви елементарни протоци $\Delta Q'$ помеѓу две струјни површини, биде исполнет следниов услов: елементарни криволиниски правоаголници помеѓу две еквипотенцијални линии треба да бидат исти, така да:

$$\frac{r\Delta n}{\Delta s} = \text{const} \quad (3.41)$$

каде што:

Δn и Δs - должини на елементарни криви, струјни линии и нормали повлечени на нив

r - радиус на центарот на правоаголникот

Струјните линии по изразот (3.41) се цртаат по методот на постепено приближување. Меридијанската брзина C'_m се определува по изразот (3.39). На слика 3.10 покажани се линии на еднакви брзини (изотохи).

Кај центрифугалните пумпи меридијанското струење се разликува од потенцијалното. Пример за ова не е само уделот од вискозноста, туку и влијанието на бројот на лопатките, потоа, влијанието на обликот на дифузорот на меѓулопатичниот канал и др. Повеќето автори се за тоа да струјните линии се цртаат по методот на еднакви брзини $/1/,/2/,/4/$. Теоретска основа за овакво струење на еднакви брзини за жал сеуште нема. Примерите обично кажуваат дека работните кола решаваани по метод на еднакви брзини имаат блага промена на лопаткината површина, висок степен на корисност и добри кавитациони особини. Струјните линии кај меридијанските струења многу лесно се определуваат, отколку кај потенцијалните струења.

Меридијанското потенцијално струење се користи кај некој методи за решавање осни и завојни работни кола.

3.3.2. Пресметка на работно коло со просторно закривени лопатки

Решавањето на работното коло на пумпата со просторно закривени лопатки е посложено од решавање на работно коло со цилиндрични лопатки. Се тргнува од струјната теорија т.е. дека деловите течност на дадените струјни линии во допир со површините на лопатките најпрвин тргнува по нив кога е $z_k = \infty$. Одовде следи, дека проектирањето на лопатките, се сведува на решавање на доволен број на струјни линии, со чија помош може да се определи конечна димензија и аглиите на влезните и излезните ивици на работното коло и да на основа на нив се нацрта нивната ортогонална проекција на работното коло (план на колото).

Да се упрости задачата се зема дека лопатките се константни или со мала промена на дебелината. Оваа претпоставка дава можност аглиите на лопатките да се набљудуваат само од градна страна. Ако се сака детално разгледување на аглиите тогаш треба да се набљудува средната линија на лопатките (скелетница на профилот на лопатките).

Решавањето почнува за средната струјна линија и тоа за влез и излез од работното коло т.е. како и кај работно коло со цилиндрични лопатки.

За влезен пречник D_1 се зема пречникот на кој се наоѓа пресечната точка на средната струјна линија и влезната лопатка на работното коло (слика 3.10. а). Меридијанската брзина c'_{1m} се определува со помош на изотоката низ интерполација. Величината K_1 , c'_{1m} односно β_1 , β_{1l} и ω_1 се определуваат на веќе познат начин како што е кажана во глава 3.2.2.

Излезниот пречник D_2 во првото приближување се определува како во глава 3.2.2 и служи за оформување на меридијанскиот пресек на работното коло. Од струјната мрежа се определува меридијанската брзина c'_{2m} потоа се

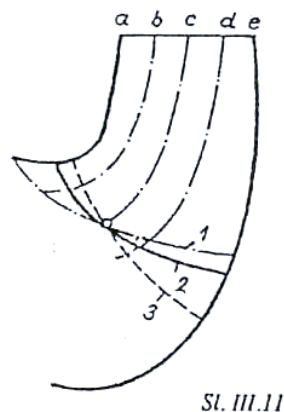
определуваат и големините K_2 , c'_{2m} , β_{2l} , ω_2 . Напорот H_k согласно равенката (2.50) е:

$$H_{k\infty} = (1 + p) \cdot \frac{H}{\eta_H} = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{H}{\eta_h} \quad (3.42)$$

Коефициентот p се определува по изразот (2.53), а бројот на лопатките на работното коло z_k по изразот (2.63). Експерименталниот коефициент ψ' се избира по изразот (2.57). Преносната брзина на излезот од работното коло се определува по изразот (3.26).

Затоа што преносната брзина на излезот од работното коло е веќе определена, се пристапува на определување на излезниот пречник D_2 во другото приближување и по потреба повторно се определува ширината на работното коло b_2 . Покрај тоа, се проверуваат коефициентите K_1 и K_2 по изразот (2.68) и (2.71), кои претходно биле усвоени.

После решавањето за средната струјна линија, следи да се изврши хидродинамичко решавање и за останатите избрани струјни линии. При тоа за секоја струјна линија се решава со еден општ напор т.е. $H = const$ и за ист излезен пречник D_2 .



Слика 3.11

Излезниот агол на лопатката β_{2l} обично се зема за сите струјни линии да биде ист како и D_2 . На овие места меридијанската брзина на струењето $c_{2m} = const$. За да биде оваа брзина константна мора и напорот на работното коло да е $H_k = const$. Се разгледуваат два случаи:

1. Се зема дека $\eta_H = const$ за поедини струјни линии. Тогаш согласно со равенката (3.42) неопходно е да биде и $p = const$ односно $\varepsilon = const$. Во тој случај треба да биде и $A = const$ за поединечни струјни линии. Овде е и r_2 и $\psi' = f(\beta_{2l})$ за сите струјни линии ист. Откако ќе се определи должината на струјната линија, и статичкиот момент S средната струјна линија треба да биде еднаква за сите останати струјни линии, а тоа значи да почетокот на средната струјна линија мора доста да се повлече во висниот простор на работното коло (слика 3.11), а

некогаш и да излезат и вон неа. Во тој случај мора влезниот раб 1 да се менува, затоа што не е прифатлива (линија 1).

2. Обично $\eta_H = const$ за сите струјни линии. Најчесто η_H опаѓа од струјната линија е спрема струјната линија а, затоа што релативната брзина на струе w е поголема на струјните линии кои се поблиску до предниот венец на работното коло. Во случај да струјната линија е е значително подолга во споредба со струјната линија а, η_H може и да расте од струјната линија е спрема линијата а. Во тој случај, H_k да биде константно за сите струјни линии, неопходно е и $\frac{1+p}{\eta} = const$ да биде константно за сите струјни линии, ова со други зборови значи, дека и статичкиот момент на секоја струјна линија ќе биде различен (крива 3).

Најчесто влезниот раб на лопатката (крива 2 , слика 3.11) се поставува помеѓу линијата на еднаквиот статички момент (крива 1) и нормалата на струјната линија (крива 3).

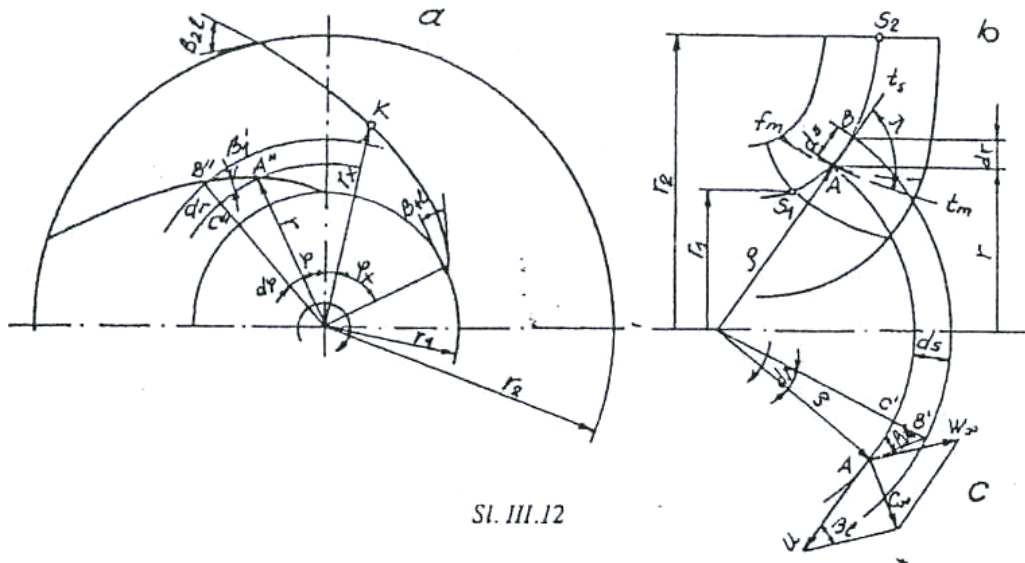
Кај центрифугалните пумпи, со висока специфична зачестаност на вртежи n_q и кај завојните пумпи, излезниот агол на лопатката β_{2l} , може да биде различен за поедини струјни линии и да лопатката има просторен облик по цела должина, т.е. од влез до излез од работното коло. Од триаголникот на брзините на излез (слика 3.12-ц), следи дека е:

$$tg\beta_{2l} = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u\infty}} = \frac{u_2 c_{2m}}{u_2^2 - u_2 c_{2u\infty}}$$

Кога ќе се земат в предвид равенките (2.46), (2.50) и (2.53) се добива:

$$tg\beta_{2l} = \frac{u_2 c_{2m}}{U_2^2 - gH_k \cdot (1+P)} = \frac{u_2 \cdot c_{2m}}{u_2^2 - \frac{gH(1+P)}{\eta_H}} = \frac{U_2 c_{2m}}{u_2^2 - \frac{1}{\varepsilon} gH} \quad (3.43)$$

После решавањето за средната струјна линија, кога е позната влезната и излезниот раб на лопатката (кај завојните пумпи влезниот раб е насочен спрема оската на вртење), се решава по изразот (3.43) аголот на лопатката β_{2l} за останатите струјни линии. За секоја од нив обавезно треба да се определи поправниот коефициент p по изразот (2.53). Треба да се определи и статичкиот момент на поедините струјни линии.



Sl. III.12

Слика 3.12

За конечно формирање на влезниот и излезниот раб на лопатката треба да се определи големината која ги карактеризира струјните линии на влезот a, b, d, и e, а и со самото тоа $c'_{1m}, K_1, c_{1m}, u, \tan \beta_{1l}$ односно β_{1l}, β_1 и w_1 (точка 2.2.2). Се препорачува за струјниот лопаткин агол β_{1l} да се определи од односот:

$$m = \frac{\tan \beta_{1l}}{\tan \beta} \quad (3.44)$$

и мора да биде ист за сите струјни линии, а кој е определен за средната струјна линија e. Тогаш:

$$\tan \beta_{1l} = m \cdot \tan \beta \quad (3.45)$$

За струјните линии a, b, d и e притоа се определуваат струјните величини на излезот од работното коло: $c'_{2m}, c_{2m}, K_2, w_2$. Во случај да излезниот агол на лопатките е различен за наведената струјна линија, тогаш и тој се решава по изразот (3.43).

3.3.3. Цртање на ортогонална проекција на работно коло со

просторно закривени лопатки

Површина на лопатката може да се посматра како геометриско место линии, добиени со пресек со осносиметричните струјни површини, кои ги формирале струјните линии на меридијанското струење.

Ортогонална проекција од тие пресечни линии може да се нацрта по точки каде што се користи поларниот координатен систем (слика 3.12). За определување на диференцијални равенки за елемент $AB = ds$, струјната линија која лежи на полупречникот r , се повлекува конусна површина со образуваната рамнина со радиус r и со агол чија оска лежи во осниот канал. На овој начин се добива елементарен криволиниски правоаголен триаголник $A'B'C'$ кој се

појавуваат во вистинска големина. Во вистинска величина се отсликува и аголот β_l помеѓу правецот на релативната брзина w_∞ која поминува низ $A'B'$ и обемската брзина во (која тангира лак со радијусот ρ).

Од слика 3.12 следи дека е:

$$\overline{A'C'} = \rho d\chi$$

и

$$\operatorname{tg} \beta_l = \frac{\overline{B'C'}}{\overline{A'C'}} = \frac{ds}{\rho d\chi} \quad (3.46)$$

Од ортогоналната проекција на сликата се гледа дека е:

$$\overline{A''C''} = rd\varphi$$

Големината $A''C''$ овде се покажува во вистинска велечина, во ортогонална проекција, т.е. како елемент на кругот со радијус r . Тогаш е $\overline{A'C'} = \overline{A''C''}$ или $\rho d\chi = rd\varphi$. Ако ова се замени во равенката (3.46) се добива:

$$\operatorname{tg} \beta_l = \frac{ds}{rd\varphi} \quad (3.47)$$

или

$$d\varphi = \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta_l} \quad (3.48)$$

Равенството (3.48) преставува диференцијална равенка во ортогонална проекција на линијата на пресекот на лопатките и струјните површини. Аголот φ , кој ја определува положбата на произволната точка од таа линија, поставена е на радијус r и се определува со интегрирање на изразот (3.48) во границите од s_1 до s , каде што следува:

$$\varphi = \int_{s_1}^s \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta_l} \quad (3.49)$$

Да би се решил интегралот (3.49) неопходно е да се познава вредноста на аголот β_l на произволниот радијус r . Во таа цел се користи изразот (3.34). Во таа равенка наместо вистинската дебелина на лопатката δ се воведува дебелина δ' , каде што δ' е дебелина во пресекот со струјната површина. Тогаш е:

$$\sin \beta_l = \frac{c'_m}{w_\infty} + \frac{\delta'}{l} \quad (3.50)$$

каде е:

$$\delta' = \frac{\delta}{\sin \lambda'} \quad (3.51)$$

аголот λ' се определува по равенката:

$$\text{ctg} \lambda' = \text{ctg} \lambda \cos \beta_l \quad (3.52)$$

каде се:

λ' - агол помеѓу тангентата t_s на струјната линија и тангентата t_m на кривата f_m (в.т. 3.3.5.) која претставува меридијански пресек на лопаткините површини (слика 3.12)

β_l - агол на лопатката во разгледуваната точка.

Понатамошната пресметка за секоја струјна линија во ортогоналната проекција се изведува по ред, како што е веќе кажано во т.3.3.2, за цилиндрични лопатки. За определување на аголот β_l во произволна точка S, односно за произволен радиус r на струјната линија во меридијанската рамнина, се зема законот на промена w_∞ и δ по должина на струјната линија, бидејќи почетните и крајните вредности се познати. Се постапува како што е веќе речено во т.3.3.2. Дебелината на лопатките δ' се пресметува по изразот (3.51) затоа што претходно е претпоставена вредноста за λ' , бидејќи веќе е нацртан меридијанскиот пресек на лопатките од работното коло, а потоа вредностите се земаат од цртежот. Вредноста на брзината c'_m во секоја точка од струјната линија е позната од брзинската мрежа.

Ако се користи бројното интегрирање на подинтегралната функција во (3.49), тогаш тоа се означува со:

$$B_{(s)} = \frac{1}{r \cdot \text{tg} \beta_l} \quad (3.53)$$

Порастот на централниот агол $\Delta \varphi_i$ се определува од равенството:

$$\Delta \varphi_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta s_i \quad (3.54)$$

каде се: B_i и B_{i+1} - вредности на подинтегралната функција во точките s_i и s_{i+1}

Δs_i - должина на соодветниот елемент од струјната линија

Положбата на произволната точка к од струјната линија во ортогоналната проекција се определува со аголот φ_k како:

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta s_i \quad (3.55)$$

За да се добие агол φ_k , односно φ_i во степени, треба претходниот израз да се помножи со $180/\pi$ (десната страна).

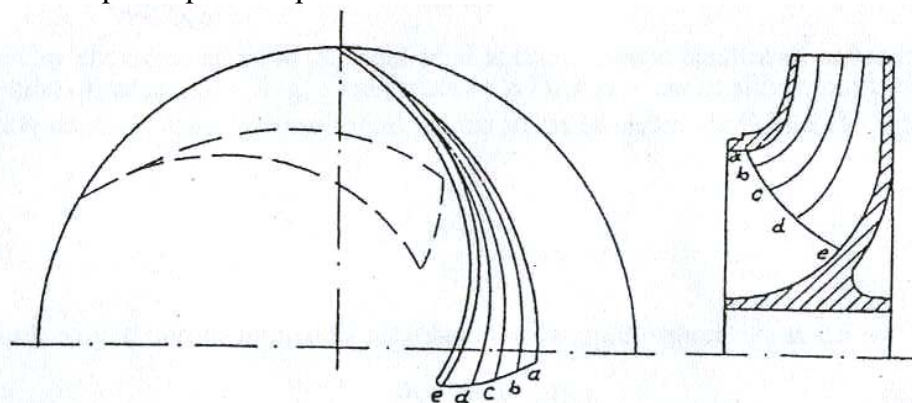
Т 3.2-Определување ортогонална проекција на просторно закривени лопатки од работното коло на центрифугална пумпа

Точ. бр.	r (mm)	C'_m (m/s)	W (m/s)	C'_m/W	t (mm)	δ (mm)	δ/t	$\sin \beta_1$	β_1	$\operatorname{tg} \beta_1$	$B=1/r \operatorname{tg} \beta_1$	Δs (mm)	$B_1+B_{i+1}/2 \Delta l$	$\Delta \varphi_i = B_1+B_{i+1}/2$	$\varphi_k = \sum_{i=1}^n \Delta \varphi_i$	φ_k
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

За да се нацрта ортогонална проекција на струјните линии, секоја струјна линија од меридијанската проекција треба да се подели на определен број делови со еднакви должини Δs . Потоа пресметката се внесува во табелата 3.2.

Пресметката за секоја струјна линија може да се изврши и обратно - од излезните кон влезните ивици на лопатките. Во случај аголот φ_k се отчитува од точката К па до почетокот на лопатките. Се препорачува влезниот раб да биде радијално или барем приближно поставен во всисниот простор.

На слика 3.13 покажан е меридијански пресек и ортогонална проекција на работното коло со просторно закривени лопатки.



Слика 3.13

3.3.4. Конструирање на просторно закривени лопатки на работното коло по методата на конформно пресликување

Без оглед на напорот H , протокот Q или брзината на вртење n , за кои треба да се пресметува работното коло, лопатките секогаш ограничуваат две витоперни површини по коишто струи течност, т.е. лопатките се свиени во повеќе рамнини, т.е. просторно се закривени. За теориско изнаоѓање на односот струење и притисок меѓу лопатките, мора проблемот за струење да се посматра

просторно, т.е. преку тродимензионалната теорија. Сите обиди ова да се реши со претпоставка за рамнинско струење останале безуспешни, бидејќи добиените резултати не користат за практична изведба. Според тоа, определување на обликот на лопатките по аналитички пат до денес не е возможно, бидејќи не е изведен математички израз кој го содржи обликот на површината од лопатката. Затоа оформувањето на лопатките се изведува по графички методи, т.е. со цртање од кои две доаѓаат во таканареченото *конформно пресликување*: една метода е со помош на деформирани триаголници, друга е со развивање на лопатките по обемот на истооскини конуси.

Методата на конформно пресликување со помош на деформирани триаголници е нова метода и се состои во тоа да најнапред се определуваат вистинските големини на аглите, должината и дебелината на лопатките, а потоа на основа истите, се конструира струјна линија во ортогонална проекција (Капланова метода).

Втората метода или конус се состои во тоа влезниот и излезниот раб на лопатките се пресликува по обемот на конусот кој ја тангира, а потоа конструкцијата се пренесува во ортогонална проекција од којашто потоа се добиваат пресеци на лопатките за изработка на модел.

Цртањето на работно коло со просторно закривени лопатки може да се подели во две фази. Првата фаза е определување на соодветни брзини и агли на лопатките, а втората фаза е конструкција на работното коло со избраните параметри. Важно е основните големини што е можно повеќе да се вклопат во карактеристиките на работното коло и дојдат до израз. Искуството и умењето во конструирањето е услов да се добие висок степен на корисност. За цртање неопходни се основните големини како меридијанска брзина, c_{1m} и c_{2m} , преносна брзина u_2 и аглите на лопатките β_{1l} и β_{2l} . Овие големини се доволни за да се конструира триаголник на брзините, меридијански пресек и поглед на работното коло. За определување на проточните големини за ваква струјна линија веќе беше збор во т.3.2.5.

На слика (3.14-а) претставена е во перспектива струјната линија која лежи на задниот венец од работното коло. Ако оваа површина се пресече, со еднаков број паралелни рамнини, нормално на оската на вртење кривата c_1c_2 се разложува на отсечки f_1, f_2, \dots, f_i . Пресечената крива со рамнините образува систем на концентрични кругови (h_1, h_2, \dots, h_i). Низ пресечните точки на кривата c_1c_2 со концентричните кругови вртани се меридијанските рамнини, кои површината на венечот од колото ја сечат во дел од кривата g_1, g_2, \dots, g_6 . Овие делови од кривата образуваат заедно со кружните лаци h_1, h_2, \dots, h_6 и отсечките f_1, f_2, \dots, f_6 крива c_1c_2 со соодветен број криволиниски триаголници кои можат да се сметаат за прави (слика 3.14-b и d). Сите триаголници се поставуваат еден позади друг и се пренесуваат на рамнината така да кружните исечоци h_1, h_2, \dots, h_6 се заменуваат со паралелни прави, а делови од кривата g_1, g_2, \dots, g_6 со вертикални прави на исечоците. Тогаш образуваат крива f_1, f_2, \dots, f_6 , просторна крива (C_1C_2) (слика 3.14-с) чиј агол спрема правецот паралелен со (x) приближно се поклопува со аголот на кривата во просторот, а имаат и приближно иста должина. Приближувањето е дотолку подобро доколку се одбере пофина поделба за исечок f .

Во меридијанскиот пресек се појавува струјна линија C_1C_2 , како што е покажано на (слика 3.14-b). Полупречниците r_1, r_2, \dots, r_6 се радиуси на системот кругови. Сликата (3.14-d) ја покажува ортогоналната проекција на струјната линија. Растојанијата на меридијанските рамнини h_1, h_2, \dots, h_6 се појавуваат како непроменети во меридијанската рамнина на струјната линија, како и ортогоналната проекција. Пресеците на меридијанската рамнина со кружните лакови го даваат текот на кривата во ортогоналната проекција.

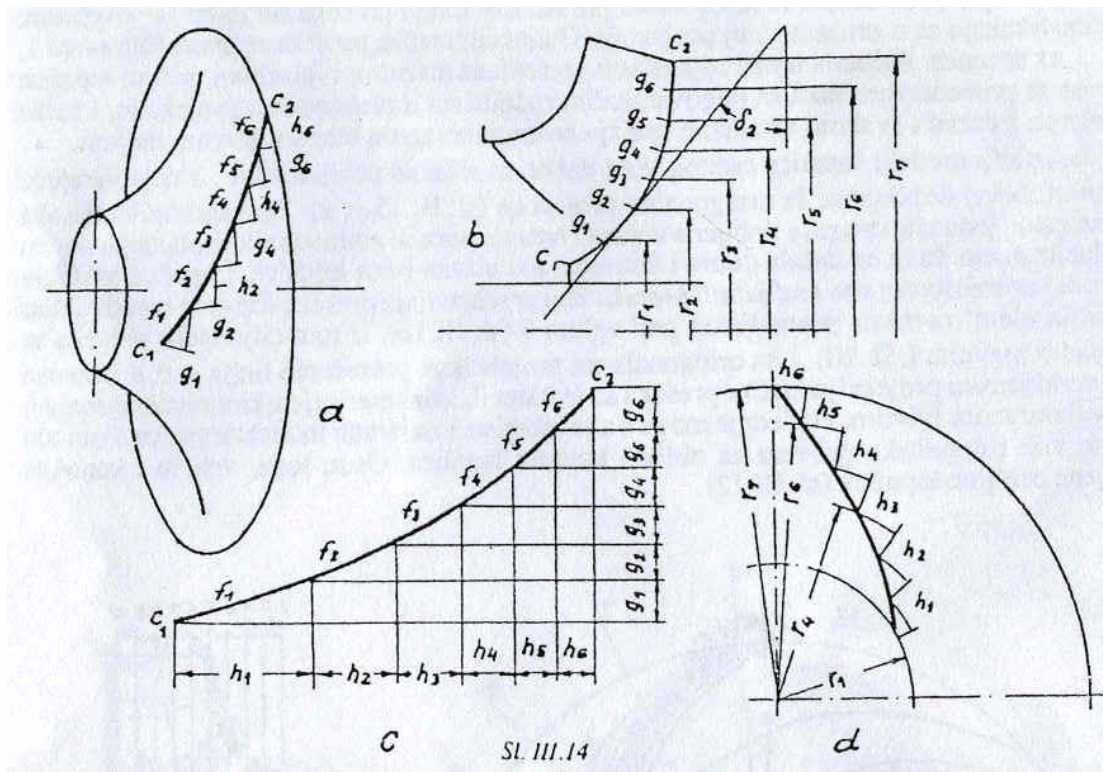
Со изложената постапка просторната крива C_1C_2 пресликана е на еднаков, практично конформен начин. Отстапувањето од конформноста се смалува со смалување на големините на триаголниците чии страни се f_i, g_i, h_i и коишто при пресликувањето се заменуваат со тетиви, но при тоа се зголемува бројот на триаголници поради што расте резултантната грешка наспроти суперпонирањата на неизбежните грешки кои настануваат при конструкција на триаголниците. Заради тоа при примената на оваа постапка треба да се изберат димензии на триаголниците за да се обезбеди посакуваната точност на обликот преку смалена можност за зголемување на пресметковните грешки.

Методот на коформно пресликување е доста поволен за проектирање на просторно закривени лопатки кај пумпите, водните турбини и турбопреносниците на моќност. Заради тоа понатаму се прикажува целокупната постапка за определување на обликот на лопатките на работното коло.

За користење на оваа метода се постапува на следниов начин:

1. Се црта меридијански пресек со три или повеќе струјни линии, што зависи од големината на работното коло, земајќи ги во предвид и венците на колото.

2. Проекцијата на лопатките се изведува спрема меридијанскиот пресек и се земаат влезни и излезни агли од пресметката за секоја струјна линија (β_{1l} и β_{2l}). Дебелината на лопатките δ исто така се јавува во оваа проекција. За конструкцијата се дели надворешната струјна линија C_1C_2 на еден број еднакви делови (најчесто парен број, на пример, 8) и овие делови се нанесуваат на останатите струјни линии, и на тој начин се добиваат триаголници за различни струјни линии со иста висина (g). Тогаш се цртаат паралели g_1, g_2, \dots, g_6 и се нанесуваат на сликата. Потоа се нанесува и дебелината на лопатките, која што не мора да биде константна, туку може да биде профилирана, што зависи од техниката на леење. Струјните линии на сликата треба да образуваат глатка и континуирана крива, со што се постигнува и просторните ивици на лопатките да образуваат глатка крива. Триаголниците се цртаат само за една страна (предна) на лопатките.



Слика 3.14

3. Со поделба добиените отсечки надворешните струјни линии (c_1c_2), средни (b_1b_2) и внатрешни (a_1a_2) се пренесуваат во ортогонална проекција, така да од било која точка од обемот на кругот D_2 се нанесуваат триаголници чија една страна се кружни лакови, кои образуваат струјна линија. Радиусите на кружните лакови се земаат од меридијанскиот пресек, а растојанието h_1, h_2, \dots, h_6 , се земаат од сликата на лопатките слика (3.14-с).

За цртање на задната страна на лопатката, од сликата се зема дебелината на лопатката во правец на преносната брзина δ_u и се нанесува на кружните лакови (слика 3.14-а).

4. Струјните линии во меридијанските пресеци во ортогоналната проекција образуваат систем на конструктивни линии за изработка на лопатките т.е. моделски пресек. Може да се земе и систем на криви во радијален пресек со исти растојанија (слика 3.14-d).

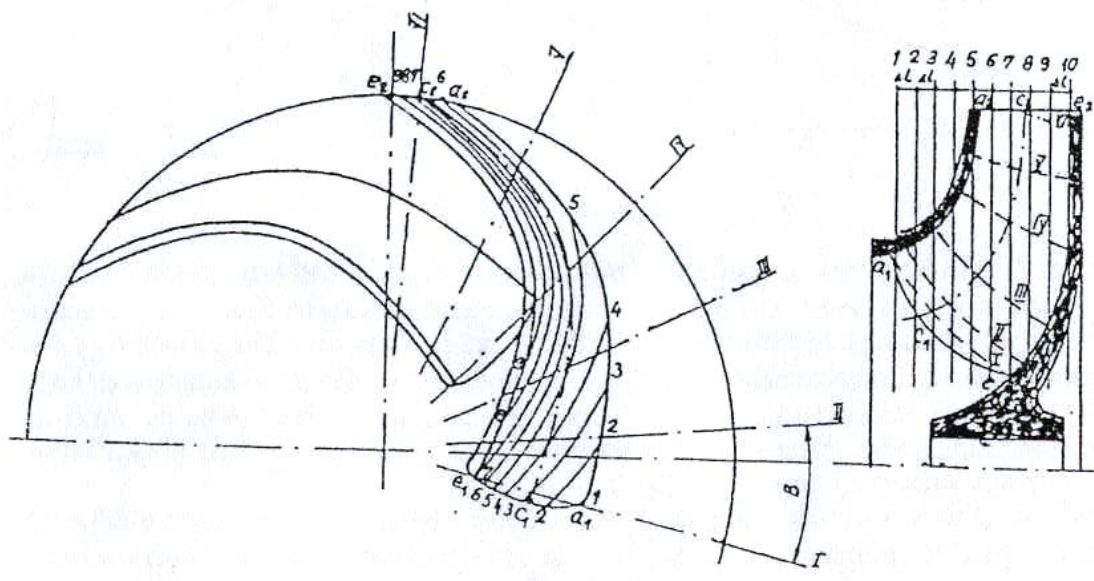
5. Потоа се конструира таканаречен столарски пресек (моделарски) нормално на оската, со што лопатката се дели на определен број плочи, чиј број и дебелина зависи од големината на работното коло, односно лопатките.

3.3.5. Моделарски пресеци на просторно закривени лопатки од работно коло

За изработка на работно коло со просторно закривени лопатки неопходно е да се направи модел на работни лопатки. За оваа изработка обично се користат таканаречени моделарски (столарски) пресеци. Моделарските пресеци претставуваат пресек на лопатката со системот на паралелни рамнини нормални

на оската на работното коло и поставени на еднакво или различно растојание Δl , што зависи од дебелината на летвата од која моделот на лопатката ќе се изработи (слика 3.15). Линиите на пресекот на тие рамнини со површината на лопатките се прикажува во ортогонална проекција. Во тој случај точките на пресекот од напоредните рамнини 1,2,3,... со струјните линии во меридијанскиот пресек со влезни и излезни ивици на лопатките се пренесуваат со посредство на лак со соодветен радиус во ортогонална проекција и точките на пресекот со една и секоја рамнина се спојуваат континуирано со благи криви линии.

За изработка на моделарска лопатка на работно коло, секоја плоча се сече со дебелина Δl , а соодветните контури (облици) се добиваат од ортогоналните пресеци (слика 3.15-с,е). Добиените облици на плочата се лепат една на друга, а добиениот влезен и излезен раб потоа се обликува со пополнување или одземање за да се добие добар и континуиран влезен раб на лопатката. Лопатката може да се изработи и со посредство на т.н. *радијален пресек* кој представува пресек на лопатка со радијални (меридијански) рамнини поставени под агол θ (слика 3.15). Во тој смисол точката на пресекот со радијалните прави I,II,III,... со ортогонална проекција на пресечните линии a, c, e се пренесува во меридијанска проекција и точка на пресек со една или сите меридијански рамнини споени со континуирана крива. Последниве можат да се искористат и за изработка на модели за лопатки. Со нивна помош се врши и дополнителна проверка за обликот и контурите на лопатките. Освен тоа се врши контрола на усвоената дебелина на лопатките (слика 3.12.)



Слика 3.15

Кога просторно закривената лопатка е со променлива дебелина, неопходно е да се определат моделските пресеци, како за градната така и за грбната страна на лопатката. За изложениот метод, површината на лопатката е земена за средна линија на лопатката и нормално на неа се нанесува дебелината на лопатката по половина на секоја страна. На овој начин е определена градната и грбната површина на лопатката.

3.4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ КОЕФИЦИЕНТИ ЗА ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ОСНОВНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ

Основните димензии на работното коло на центрифугалната пумпа можат да се определат на основа на статистички податоци или со помош на експериментални коефициенти кои се системизирани на основа на специфичната брзина на вртење n_q . На основа на овие коефициенти можат да се определат карактеристичните брзини низ работното коло и геометриските параметри на работното коло.

За определување на брзините се користат бездимензиски величини познати како брзински коефициенти. Брзинскиот коефициент претставуваат однос на брзината c и големината $\sqrt{2gH}$

$$K_c = \frac{c}{\sqrt{2gH}} \text{ или } c = K_c \sqrt{2gH} \quad (\text{III.56})$$

Секоја брзина може да се определи, ако е познат брзинскиот коефициент во зависност од n_q . Ако се означат со K_u, K_w, K_{cu} соодветните брзински коефициенти на брзините u, c_m, w, c_u тогаш тие се определуваат од равенките:

$$u = K_u \sqrt{2gH} \quad (\text{III.57})$$

$$c_m = K_{cm} \sqrt{2gH} \quad (\text{III.58})$$

$$w = K_w \sqrt{2gH} \quad (\text{III.59})$$

$$c_u = K_{cu} \sqrt{2gH} \quad (\text{III.60})$$

Други карактеристични бездимензиски големини претставуваат однос на карактеристичните геометриски големини, како на пример $K = b_2/D_2, K' = b_1/D_2, K'' = D_0/D_2$. Равенката 3.57 напишана на излез од работното коло добива облик:

$$u_2 = K_{2u} \sqrt{2gH} \quad (\text{III.61})$$

Затоа што

$$u_2 = D_2 \pi n$$

Ке биде

$$D_2 \pi n = K_{2u} \sqrt{2gH}$$

Или

$$D_2 = \frac{K_{2u} \sqrt{2g}}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} = K_{D2} \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (\text{III.62})$$

Каде е

$$K_{D2} = \frac{K_{2u}}{\pi} \sqrt{2g}$$

Секоја димензија од работното коло може да се изрази преку замена во равенките за коефициентите K, K', K'' и др. Пречникот на излез од работното коло се определува со равенката 3.62, а висината на работното коло на излез со равенката:

$$b_2 = KD_2 = KK_{D2} \frac{\sqrt{H}}{n} = K_{b2} \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (\text{III.63})$$

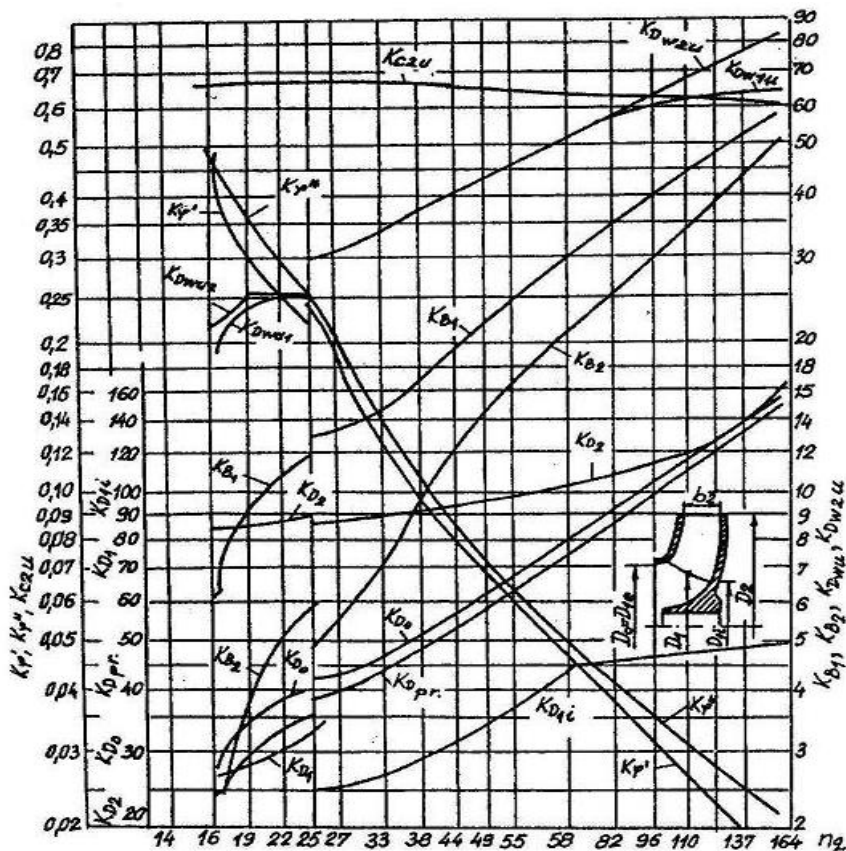
каде што

$$K_{b2} = K K_{D2}$$

На аналоген начин се определуваат и други карактеристични параметри за работното коло, како на пример:

$$b_1 = K_{b1} \frac{\sqrt{H}}{n} \text{ и } D_0 = K_{D0} \frac{\sqrt{H}}{n}$$

Коефициентите $K_{D2}, K_{b2}, K_{b1}, K_{D0}$ и др. се еднакви за сите пумпи кои имаат исто n_q . На сликата 3.16 дадени се бездимензиски коефициенти во вид на криви во зависност од n_q , за центрифугална пумпа, спрема статистичките податоци од Ајзенштајн што важи за висококвалитетни пумпи за нафтената индустрија.

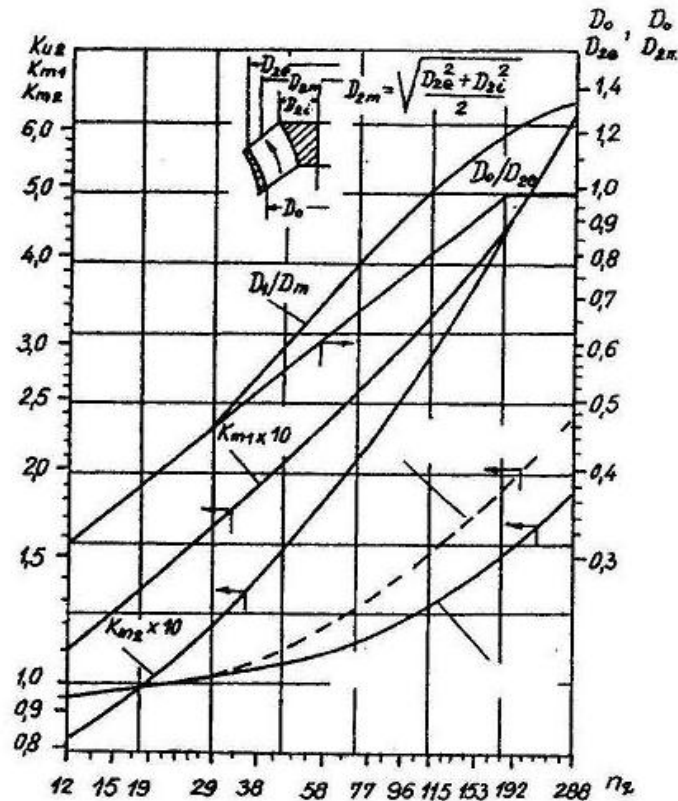


Слика 3.16

Централниот агол на лопатките во ортогонална проекција φ за надворешна и внатрешна струјна линија се определува по равенката:

$$\varphi_e = K_{\varphi e} K_{b_2} K_{D_2} \text{ и } \varphi_i = K_{\varphi i} K_{b_2} K_{D_2} \quad (\text{III.64})$$

На слика 3.17 дадени се брзинските коефициенти K_{u2}, K_{m1}, K_{m2} , како и некои односи за карактеристичните геометриски параметри, спрема податоците на А.Степанов. Меридијанската брзина на влезот во работното коло е $c_{1m} = K_{m1} \sqrt{2gH}$ и $c_{2m} = K_{m2} \sqrt{2gH}$



Слика 3.17

$$c_{2m} = \frac{Q'}{A_2'} = \frac{Q'}{(\pi D_2 - Z_k \sigma_2) b_2}$$

Така, на пример:

каде е: Q' -проток низ работното коло ($Q' = Q/\eta_q$)

A_2' -излезен пресек на работното коло

D_2 -излезен пречник на работното коло

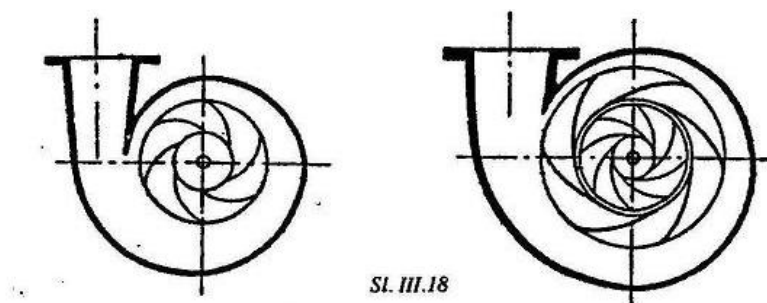
Z_k -број на лопатките во работното коло

b_2 -дебелина на лопатките мерена по обемот на излез од раб.коло

b_2 -ширина на работното коло на излез

3.5 ПРЕСМЕТКА И КОНСТРУКЦИЈА НА СПИРАЛНОТО КУЌИШТЕ НА ПУМПА

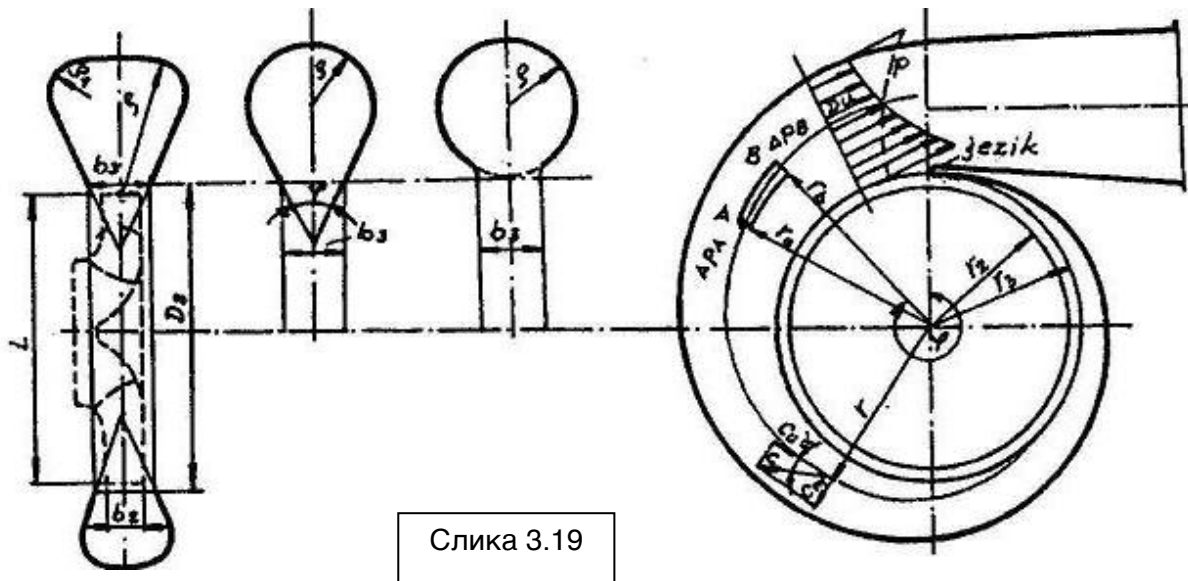
Спиралното куќиште или спирала е проточен елемент на едностепена центрифугална пумпа. Спиралата има задача да ја собере целата течност која излегува по обемот на работното коло и да е со посредство на дифузорниот одводен дел ја одведе до потрошувачот, односно во потисниот цевковод. Попречниот пресек на спиралата постапно се зголемува во правец на вртење на работното коло. Тоа зголемување на поперчниот пресек е условено со постојано зголемување на количината на течност, односно на протокот, кој доаѓа од работното коло, а освен тоа и неопходното трансформирање на кинетичката енергија во притисна енергија. Брзината на протекување на течноста во спиралата и излезниот дифузор мора да опадне од излезна брзина од работното коло c_2 на брзина c во потисниот цевковод со која ќе продолжи да се движи до потрошувачот (слика 3.18)



Слика 3.18

Спиралниот канал или спиралата може да се оформи како совршена хидраулична површина, со која се постигнува многу висок степен на искористување на пумпата. Неопходно е само при леењето да се добие чиста површина, што може да се добие со добро леење и чистење на одлиената површина, т.е. одливка.

Попречниот пресек на спиралниот канал може да ги има следните облици: кружен, трапезен, крушкест, или како капка. На (слика 3.19) дадена е шема на спирален канал и форми на пресекот, кои денес најчесто се користат. Течноста по излезот од работното коло влегува во спиралниот канал преку цилиндрична површина на пречник D_3 и ширина b_3 . Кругот со радиус $r_3=D_3/2$ се вика *почетен круг на спиралата*. Пречникот D_3 , треба да се избере така да нерамномерноста на струењето на почетниот круг биде незначително. Обично е $D_3=(1.03-1.05)D_2$, каде што D_2 е излезен пречник на работното коло. Како се сака шумот и вибрациите да бидат што помали, тогаш се препорачува да почетниот круг на спиралата биде на почеток $D_3=(1.06-1.08) D_2$. Ширината на влезот во спиралниот канал треба да биде спрема искуството во граници $b_3=b_2+(0.02-0.05)D_2$, каде што b_2 е висина на работното коло на излезот.



Слика 3.19

Почетокот на контурата на спиралниот канал и дифузорот го формираат т.н. јазик на спиралата. Конечниот пресек на спиралата може да биде на агол $\varphi=360^\circ$, сметајќи од почетниот пресек т.е. од јазикот на спиралата (3.19).

Бочните сидови кај пресеците кои не се кружни, оформуваат помеѓу себе агол Θ кој треба да биде обично од $25-40^\circ$.

Цел на пресметувањето на спиралата е да се определи контурата и големината на попречниот пресек, кои се поставени на некој произволен агол φ , кога е избран обликот на пресекот и познати се почетните параметри за пресметка D_3 и b_3 .

Брзината c во дадена точка на струењето која лежи на радиус r и ја допира струјницата во таа точка има компонента c_m која е насочена во правец на радиусот и компонентата c_u во правец на нормалата на радиусот. Аголот помеѓу брзината c и компонентата c_u се означува со α (сл. 3.19)

Попречните пресеци на спиралниот канал или спиралата обично се пресметуваат по два методи:

- 1) Ако се усвои дека струењето во спиралата се одвива по законот за потенцијално виорно струење $rc_u = \text{const}$, и
- 2) Ако се земе дека средната брзина на струење во секој попречен пресек е $c_u sr = \text{const}$

Законот за виорно струење $rc_u = \text{const}$ во спирален канал важи само ако се земе во обзир дека течноста во него се движи слободно, по инерција, и ако се занемари влијанието на триење. Во тој случај резултантниот момент M_z од надворешните сили кои дејствуваат на струењето спрема оската на работното коло е еднаков на 0. Ако се издвои еден елементарен елемент, т.е. струјно влакно од струењето помеѓу радијалните површини a и b со пресеци на влез и на излез ΔAa и ΔAb (сл. 319). Откако за нив ќе се напише равенка за момент на количеството на движење и се земе во обзир дека спрема оската на работното коло учествува само компонентата на брзина c_u , тоа е:

$$M_z = \int_{\Delta A_b} r_b c_{ub} dQ - \int_{\Delta A_a} r_a c_{ua} dQ$$

Или

$$r_b c_{ub} = r_a c_{ua}$$

Бидејќи почетниот пресек на сите струјни влакна, е всушност излез од работното коло, каде што брзинскиот момент е еднаков на $r_2 c_{2u}$, очигледно е дека за произволна точка на струењето во спиралниот канал т.е. на некој радиус r ќе биде:

$$rc_u = r_2 c_{2u} = const = K \quad (III.66)$$

Од равенката (3.66) следи дека брзината c_u во даден пресек се намалува по хиперболичен закон со зголемување на радиусот r , и обратно притисокот расте со зголемување на радиусот r .

Константата K во спиралата може да се определи по следната равенка:

$$H_k = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{\omega r_2 c_{2u}}{g} = \frac{\omega K}{g}$$

од каде што следи:

$$K = \frac{H_k g}{\omega} = \frac{H g}{\omega \eta_H} \quad (III.67)$$

Во произволен пресек на спиралата, во кој струењето го покорува на законот за виорно струење $rc_u = const$, заради намалување на брзините c_u c_m , а со тоа и брзината c со радиус, следи дека притисокот p ќе расте (сл. 3.19). Од друга страна, очигледно е дека во правец на струење на течноста во спиралата, т.е. од помал кон поголем пресек, средната вредност на притисокот расте. Поради овие особини спиралата делува како дифузозор.

При пресметка на спиралата се зема дека при нормален режим на работа на пумпата, течноста по излез од работното коло влегува во спиралата со рамномерна распределба на брзината по обемот на работното коло на пречник D_2 . Во тој случај протокот на течноста низ кружниот елемент на радиус r_2 е пропорционален со централниот агол кој го опфаќа тој елемент. Од таму следи, дека протокот Q_ϕ низ произволниот пресек, дефиниран со централниот агол на спиралата, ќе биде:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi}{2\pi} Q \quad (\text{III.68})$$

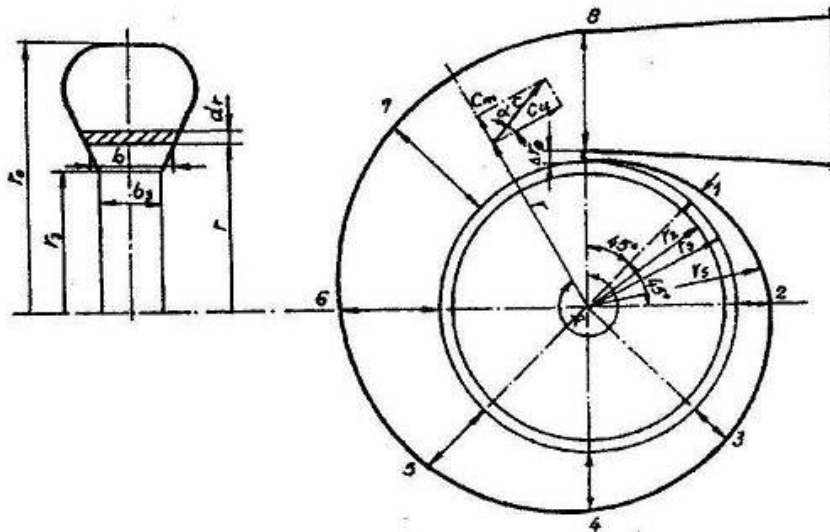
Или ако е централен агол во степени, тогаш ќе биде:

$$Q_\varphi = \frac{\varphi^\circ}{360} Q \quad (\text{III.69})$$

Се разгледува произволниот пресек на спиралата, определен со централниот агол φ од јазикот на спиралата (сл. 3.20). Протокот низ елементарниот пресек $dA = bdr$ ќе биде :

$$dQ_\varphi = c_u dA = c_u bdr = K \frac{b}{r} dr \quad (\text{III.70})$$

Согласно со равенката 3.66 каде $c_u = K/r$.



Слика 3.20

Протокот низ вкупниот проточен пресек A се добива по интегрирање на равенката (3.20) од r_3 до r_5 т.е.:

$$Q_\varphi = K \int_{r_3}^{r_5} \frac{b}{r} dr \quad (\text{III.71})$$

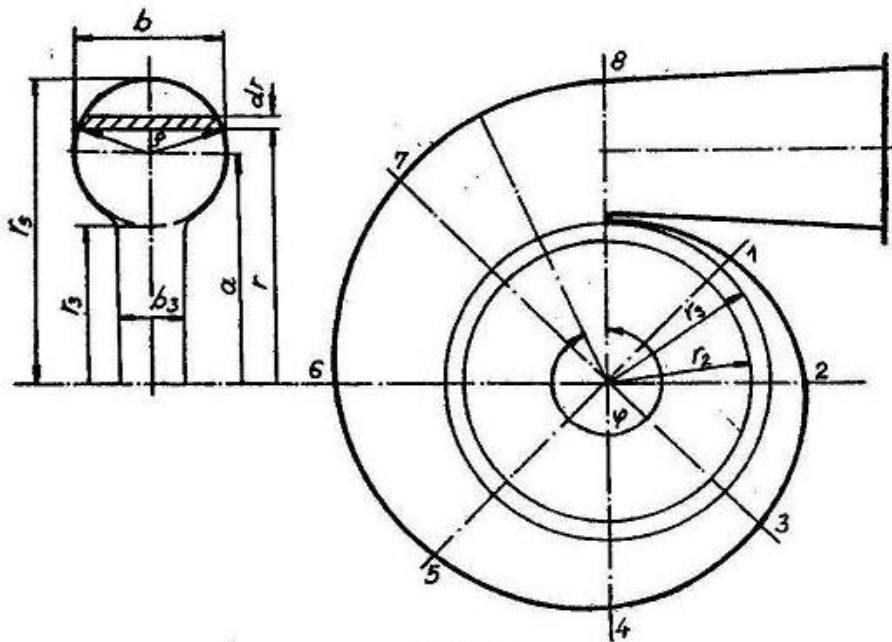
Откако изразот на левата страна се замени со вредности од равенката (3.68) и потоа се пресмета по φ , ќе се добие:

$$\varphi = \frac{2\pi k}{Q} \int_{r_3}^{r_5} \frac{b}{r} dr \quad (\text{III.72})$$

Пресметка на спирала со кружен пресек

Спиралата со кружен пресек најголема примена наоѓа кај центрифугалните пумпи, особено кај едностепените пумпи или како уште и ги викаат спирални пумпи. Областа на примена започнува од најмали па се до најголеми протоци, а гледајќи од аспект на степенот на искористување ги задоволуваат сите услови бидејќи имаат добар хидрауличен облик, изработката на моделот за леење на спиралата од технички аспект е многу проста во однос со другите облици.

Пресметувањето на спирала со кружен пресек се сведува на определување на полупречникот ρ на секој предвиден пресек кој се наоѓа на произволен централен агол φ (сл. 3.21)



Слика 3.21

Пресметката може да се изведе по законот за виорно струење $v_u = \text{const}$, кога ќе се земат во предвид равенките (3.69) и (3.73). Од сликата (3.21) следи релацијата:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r-a)^2 = \rho^2$$

или

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}$$

Бидејќи $r_3 = a - \rho$ и $r_s = a + \rho$, кога овие изрази ќе се воведат во равенката (3.72), ќе се добие:

$$\varphi = \frac{4\pi K}{Q} \int_{(a-\rho)}^{(a+\rho)} \frac{\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}}{r} dr \quad (\text{III.73})$$

Решавањето на интегралот во претходната равенка (3.73) води до следната равенка:

$$\pi(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) = \int_{(a-\rho)}^{(a+\rho)} \frac{\sqrt{\rho^2 - (r-a)^2}}{r} dr$$

Кога ова решение ќе се замени во равенката (3.73) се добива:

$$\varphi = \frac{4\pi^2 K}{Q} (a - \sqrt{a^2 - \rho^2})$$

или

$$\varphi^{[0]} = \frac{360}{2\pi} \varphi = \frac{720\pi K}{Q} (a - \sqrt{a^2 - \rho^2})$$

Затоа што $a = r_3 + \rho$, следи дека

$$\varphi^{[0]} = \frac{720\pi K}{Q} [r_3 + \rho - \sqrt{(r_3 + \rho)^2 - \rho^2}] = \frac{720\pi K}{Q} [r_3 + \rho - \sqrt{r_3^2 + (r_3 + 2\rho)\rho}]$$

Или

$$\varphi^{[0]} = K' [r_3 + \rho - \sqrt{r_3^2 + (r_3 + 2\rho)\rho}] \quad (\text{III.74})$$

при што е:

$$K' = \frac{720\pi K}{Q} = \frac{720\pi}{Q} \frac{gH}{\omega\eta_H} \quad (\text{III.75})$$

Кога равенката 3.75 ќе се реши по ρ се добива дека:

$$\rho = \frac{\varphi^{[0]}}{K'} + \sqrt{\frac{2\varphi^{[0]}}{K'} r_3} \quad (\text{III.76})$$

Табела 3 - Пресметка на спирален канал

Таџ.Број	r	b	$B = \frac{b}{r}$	Δr	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	ΔQ_φ	$Q_{\varphi i} = \sum \Delta Q_n$
1	2	3	4	5	6	7	8
1							
2							
3							
4							

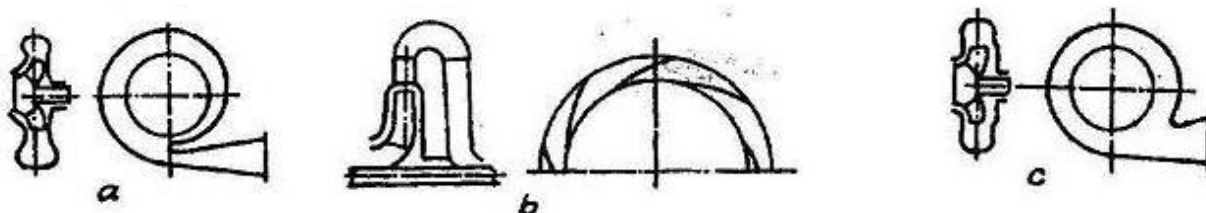
Кога ќе се определат r_3 и константата K' по равенката (3.75), тогаш не е тешко да се пресмета радиусот на секој произволен пресек на спиралата ρ , кој се наоѓа на произволен агол φ . Спиралата се завршува со дифузор во кој се одвива дополнителна трансформација на кинетичката енергија која течноста ја носи со себе во притисна енергија. Пресекот на дифузорот се менува благо од влезот до излезот и аголот на ширење не треба да биде поголем од $10-12^\circ$.

3.6. ЕЛЕМЕНТИ ПРЕД И ЗАД РАБОТНОТО КОЛО И НИВНА ПРЕСМЕТКА

Во неподвижни елементи на центрифугалната пумпа, спаѓаат елементите низ кои се доведува течноста, т.е. се одведува од работното коло. Тие канали можат да се изведат непосредно во телото на пумпата или тоа се специјални посебни елементи.

Посебно големо значење за работа на центрифугалната пумпа имаат потисните канали, односно елементите зад работното коло. Нивната основна задача е да ја одведат течноста од работното коло до излезниот пресек на пумпата на кој се надоврзува потисниот цевковод или до наредното работно коло во следниот степен, кога се работи за повеќестепенa пумпа. Значи, овие елементи треба да обезбедат рамномерно и осносиметрично струење на излезот од работното коло и да трансформираат дел од кинетичката енергија која течноста ја носи со себе по излезот од работното коло во притисна енергија.

Најчесто се користат следните основни елементи зад работното коло (сл. 3.22)



Слика 3.22

1. Спирален канал, кој завршува со дифузорски дел (3.20-а). Овој елемент е изработен како посебен елемент и обично се нарекува спирала. Спиралата се користи кај едностепените и кај повеќестепените центрифугални пумпи.

2. *Лопаткин канал* (3.20-б), представува криволиниски канал кој е изработен делумно или целосно со лопатки. Обично е изведен како посебен елемент или како елемент од пумпата кој се вградува во куќиштето на пумпата и образуваат задколо или спроводен апарат. Се користи кај повеќестепените пумпи за доведување на течност од претходното во наредното работно коло.

3. *Прстенест канал* (3.22-с), представува канал со константен пресек или кој потполно се шири во форма на дифузор. Формата на пресекот на каналот може да биде различен (правоаголен, кружен и др.)

На сликата 3.23 прикажани се шемите на најчесто користените спроводни апарати. Заедно со тие елементи прикажани се и работни кола на центрифугални пумпи:

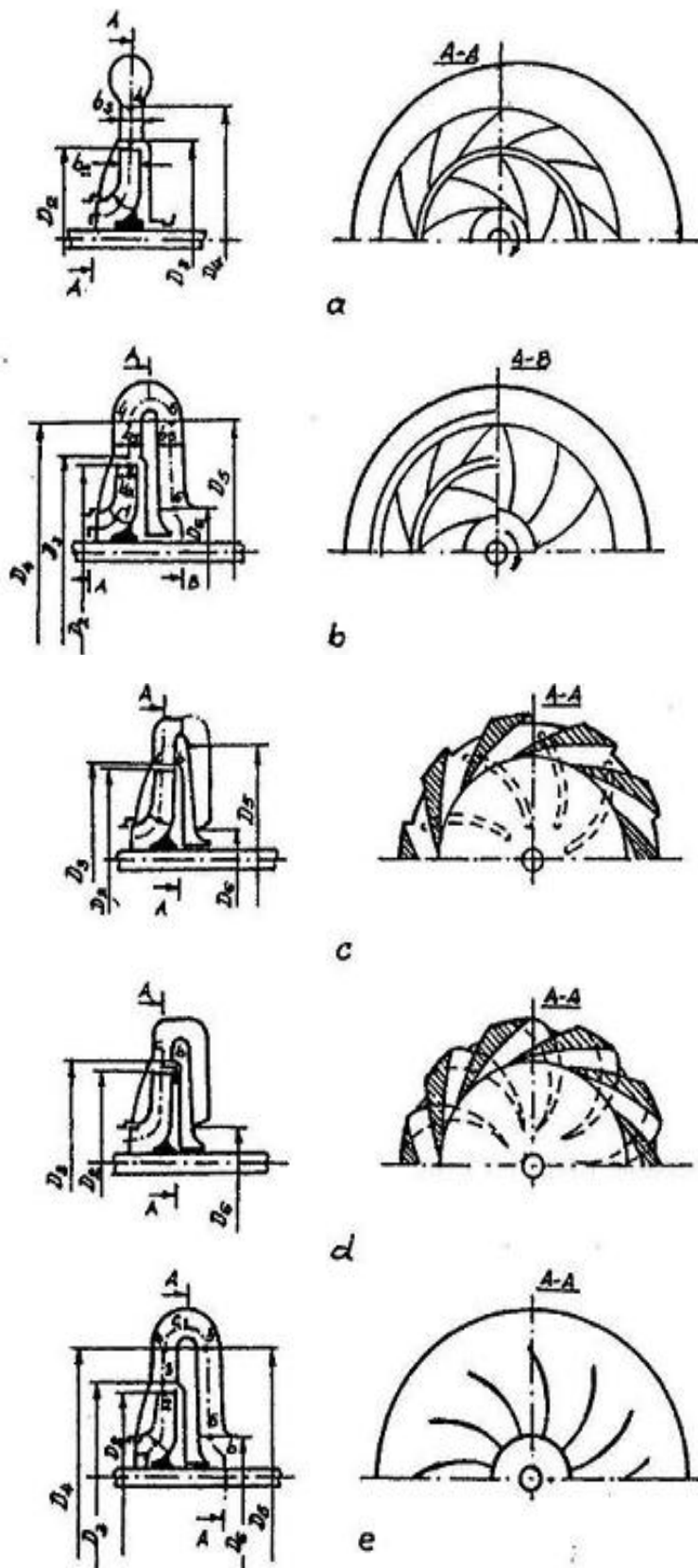
1. На (сл. 3.23) прикажан е спроводен апарат кој всушност е ротациски дифузор. Кај овие шеми, спроведениот апарат се состои од лопатки, кои се поставени помеѓу два паралелни прстени и со тоа образуваат дифузорни канали. Се користи кај некои едностепени пумпи или кај повеќестепените пумпи кога влегува во составот на последниот степен на повеќестепените пумпи. Зад дифузорот доаѓа спиралата или прстенестиот потисен канал. При користење заедно со спиралата, т.е. во комбинација, работно коло, дифузор и спирала значително се зголемува ефектот на трансформација на кинетичката енергија во притисок. Покрај оваа задача, се користи и за растеретување на работното коло од радијалните сили при различни работни режими. Во пракса, многу ретко се користи ротациски дифузор без лопатки, т.е. да дифузорот се состои од два венци меѓусебно поставени паралелно или да во правец на струење на течноста се ширеат.

2. На сликата (3.23-б) прикажано е задколо со лопатки позади работното коло, преодни кривини и предколо на работното коло. Во преодната кривина без лопатки флуидната струја само ја менува насоката за 180° , а струењето во неа се покорува на законот за виорно струење $g_u = \text{const}$. Предколото се конструира така да струењето на течноста по излезот од него нема преносна компонента c_u и да струењето во наредното коло влегува на ист начин како и во предходното коло.

3. Спроводниот апарат со кос премин на течноста помеѓу задколото и предколото (3.23-с). Максималниот пречник на тој уред е еднаков на максималниот пречник на задколото. Течноста од задколото до предколото струи низ оформени коси лопаткини канали. Радијалните димензии на тој уред се релативно мали. Лопатките се оформуваат без еден венец и можат добро да се исчистат после леење. Постојат различни конструкции по оваа шема.

4. Спроводен канал со едноставни лопатки (сл. 3.23-d). По ова шема лопатките на задколото и предколото се споени, т.е. работат заедно и оформуваат единствен, благо закривен протечен канал. Шемата може да се реализира по шемата б или с. Во тој случај лопатките прават многу сложена просторна површина. Кај рационалното конструирање на ваков спроводен апарат, се обезбедува благо дифузорно струење и со него може да се добие висок степен на искористување во споредба со претходно споменатите спроводни апарати. Недостаток е тоа што е со сложена конструкција и технолошка изработка, посебно што лопатките не можат добро да се исчистат после леење.

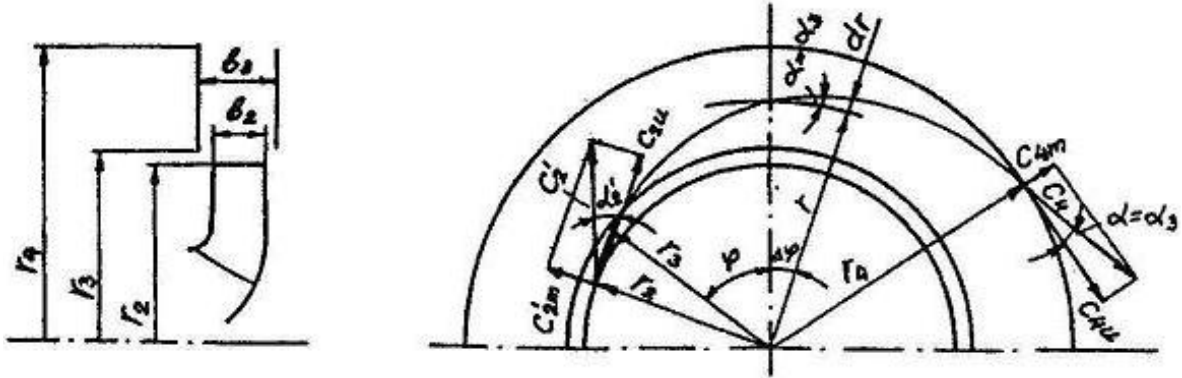
5. Спроводниот апарат составен од ротациски дифузор, без лопатки и предколо со лопатки (сл. 3.23-е). Во ваква конструкција за струење во дифузорот, за преодната кривина и предколото важи законот за виорно струење $rc_u = \text{const}$.



Слика 3.23

Пресметка на елементите на работното коло

а) Безлопаткин ротациски дифузор со паралелни сидови. Тоа е дифузор со паралелни венци (сл. 3.24). Се применува ако струењето е оснисиметрично и се покорува на законот за



Слика 3.24

Потенцијално виорно струење $rc_u = \text{const}$. Во тој случај важи равенката:

$$rc_u = r_2 c_{2u} = \text{const} \quad (\text{III.77})$$

$$c_u = \frac{r_2 c_{2u}}{r} \quad (\text{III.78})$$

Меридијанска брзина c_m на произволен радиус ќе биде

$$c_m = \frac{Q}{2\pi r b_3} = \frac{2\pi r_2 b_2 c'_{2m}}{2\pi r b_3} = c'_{2m} \frac{r_2 b_2}{r b_3} \quad (\text{III.79})$$

каде е c'_{2m} - меридијанска брзина на излез од работното коло кога ќе се земе во предвид дебелината на лопатките. После ова, од равенките (3.78 и 3.79) следи дека:

$$\text{tg} \alpha = \frac{c_m}{c_u} = \frac{c'_{2m} b_2}{c_u b_3} = \text{tg} \alpha' \frac{r_2 b_2}{2r b_3}$$

каде што α'_2 - агол помеѓу тангентата на струјната линија во произволна точка и тангентата за круг со радиус r , кој поминува низ разгледуваната точка и е константна големина.

Од друга страна (слика 3.24) е:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{dr}{rd\varphi} \text{ ili } \frac{dr}{r} = \operatorname{tg} \alpha_3 d\varphi$$

Откако ќе се изврши интегрирање на претходната равенка во границите од r_3 до r , се добива:

$$\int_{r_3}^r \frac{dr}{r} = \operatorname{tg} \alpha_3 \int_0^\varphi d\varphi \text{ ili } \ln r - \ln r_3 = \varphi \operatorname{tg} \alpha_3$$

Од каде следи:

$$\frac{r}{r_3} = e^{\varphi \operatorname{tg} \alpha_3} \quad (\text{III.80})$$

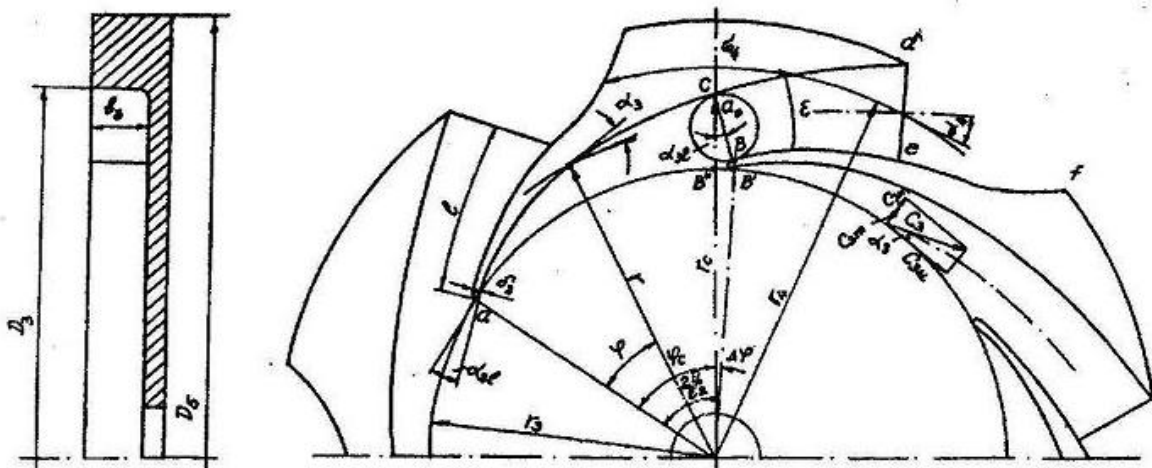
Добиената равенка 3.80 за струјните линии претставува равенка на логоритамски спирали.

Обично се зема дека конструкцијата е $D_3=(1.3-1.05)D_2$, $D_4=(1.45-1.65)D_2$, $b_3=b_2+(3-4)\text{mm}$. Овде D_3 и D_4 се пречници на круговите кои ги ограничуваат паралелните венци на сидовите на ротацискиот дифузор, а b_3 нивно меѓусебно растојание - ширина на ротацискиот дифузор.

Понекогаш со желба да се зголеми дифузурноста, венците на сидовите се поставуваат така да во меридијански пресек се шират во насока на струењето на течноста и со тоа се остварува саканиот ефект.

б) *Лопаткин дифузор*. Се разгледува во општ случај дифузор, каков што е прикажан на (сл. 3.23-с) и на (сл. 3.25). Меѓулопаткиниот канал на таквиот дифузор е составен од спирален дел abs , дифузурен дел $bcde$ и свиткан-закривен дел def .

Спиралниот дел е со константна ширина b_3 . Се претпоставува дека струењето во него е виорно, т.е. $rc_0=\text{const}$, од каде следи дека:



Слика 3.25

$$r_3 c_{3u} = r_2 c_{2u} \text{ ili } C_{3u} = \frac{r_2 c_{2u}}{r_3}$$

Од друга страна, меридијанската брзина пред влезниот раб на дифузорот е:

$$c'_{3m} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3}$$

а непосредно на влезниот раб е:

$$c_{3m} = K'_3 c'_{3m} = \frac{t_3}{t_3 - \sigma_3} c'_{3m}$$

каде е: $K'_3 = t_3 / (t_3 - \sigma_3)$ - коефициент на стеснување на проточниот пресек при влез во дифузор. После ова аголот на струењето на влез во дифузорот е:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} \text{ ili } \alpha_3 = \operatorname{arctg} \frac{c_{3m}}{c_{3u}}$$

Аголот на лопатките α_{3l} малку е поголем од аголот на струењето α_3 со кој се постигнува мал нападен агол. Аголот на лопатките се определува од зависноста:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3l} = \mu \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (\text{III.81})$$

коефициентот μ обично се бира во границите $\mu = 1,05 - 1,2$. Помали вредности се бираат за центрифугални пумпи со мали n_q .

Се препорачува аголот α_{3l} да се нанесува од вдлабнатата страна на лопатките, а дебелината на лопатките да се нанесе на кракот на аголот α_{3l} .

Ширината a_0 на дифузорскиот дел на каналот се определува како пречник на впишан круг, кој го допира почетокот на лопатката. Од триаголникот $b'b''c$, следи:

$$a_0 = \frac{r_c - r_3}{\cos \alpha_{3l}} - \delta_3 \quad (\text{III.82})$$

каде δ_3 дебелина на лопатката на влезниот раб.

Како е:

$$r_c = r_3 e^{\varphi_c \operatorname{tg} \alpha_{3l}} \quad (\text{III.83})$$

и

$$\varphi_c = \frac{2\pi}{Z_z} - \Delta\varphi \quad (\text{III.84})$$

каде Z_z - е број на лопатки на задколото.

Аголот $\Delta\varphi$ е многу мал во однос на количникот $2\pi/Z_z$, поради што се определува на следниот начин: од условно правоаголен триаголник $ab'c$ со прав агол во точката c , следи:

$$b'c = ab' \sin \alpha_{3l} = \frac{2\pi r_3}{Z_z} \sin \alpha_{3l}$$

од триаголникот $b'cb''$, е:

$$b'b'' = r_3 \Delta\varphi = b'c \sin \alpha_{3l} = \frac{2\pi r_3}{Z_z} \sin^2 \alpha_{3l}$$

и

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{Z_z} \sin^2 \alpha_{3l} \quad (\text{III.85})$$

Ако вредноста за аголот $\Delta\varphi$ (3.86) се воведо во равенката (3.84) се добива:

$$\varphi_c = \frac{2\pi}{Z_z} (1 - \sin^2 \alpha_{3l}) = \frac{2\pi}{Z_z} \cos^2 \alpha_{3l} \quad (\text{III.86})$$

$$r_e = r_3 e^{\frac{2\pi}{Z_z} \cos^2 \alpha_{3l} \tan \alpha_{3l}} = r_3 e^{\frac{\pi}{Z_z} \sin 2\alpha_{3l}} \quad (\text{III.87})$$

кога овој израз 3.87 се воведо во изразот 3.82 се добива:

$$a_0 = \frac{r_3}{\cos \alpha_{3l}} \left(e^{\frac{\pi}{Z_z} \sin 2\alpha_{3l}} - 1 \right) - \delta_3 \quad (\text{III.88})$$

Екпериментите покажуваат, дека дифузорот има висок степен на искористување, ако е $a_0 \approx b_3$. Поради тоа треба да се одбере соодветен број на лопатки.

Ако дифузорскиот дел не е со константна ширина b_3 се препорачува аголот на ширење да биде $\varepsilon \leq 12^\circ$. Ширењето може да се изведе со две взаемно нормални рамнини. Во тој случај се препорачува да аголот на ширење биде $\varepsilon_a = 6-12^\circ$ (во

рамнина, нормална на оската на вртење на пумпата) и $\epsilon_6=4-7^\circ$ (во рамнина која поминва низ оската на вртење на пумпата). За овие избрани агли постојат соодветни односи:

$$\frac{A_4}{A_3} = 2,5 + 3 i \frac{a_0}{l} = 3 - 4$$

каде се:

A_3 и A_4 - попречни пресеци на почетокот и крајот од дифузорот l - должина на дифузорскиот канал мерена по средната струјна линија.

Бидејќи дифузорските канали се шират во две рамнини, се препорачува, нивните пресеци да бидат квадратни.

При конструкција на лопаткиниот дифузор се препорачуваат следните ориентациски зависности: $D_3 = (1,02-1,05) D_2$; $D_4 = (1,3-1,5) D_3$; $b_3 = b_2 + (2:4)2-4\text{mm}$, и $z_2 = z_k \pm 1$, каде z_k -број на лопатки во работното коло.

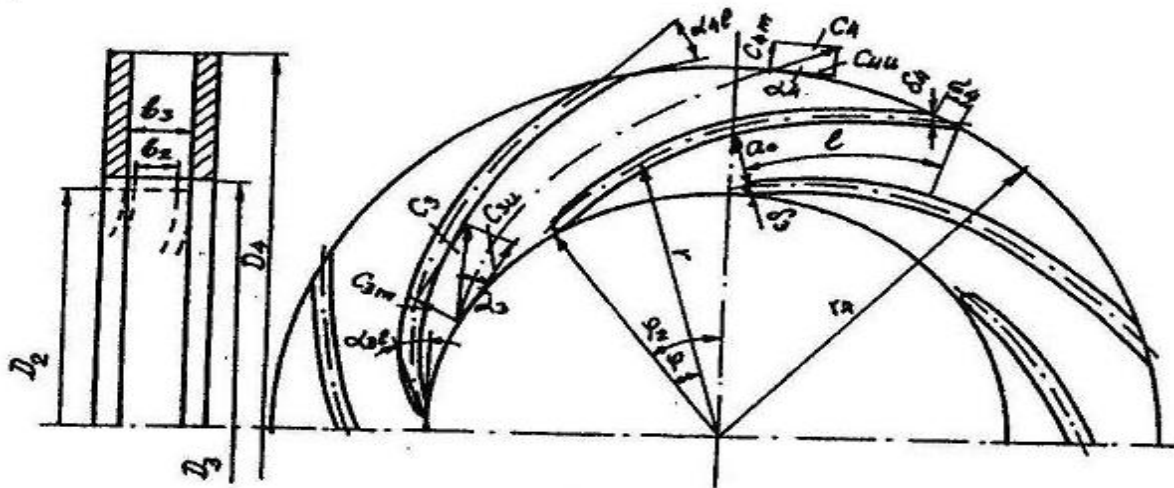
Дебелината на лопатките на дифузорот на влезниот раб треба да биде $\delta=1-4\text{mm}$. Во тој случај коефициентот на намалување на проточниот пресек, поради дебелината на лопатките на влезот во дифузорот, е: $K_3 \leq 1,15$.

Се препорачува да дифузорскиот дел (bcde) биде оформен со права оска. Претходниот дел def да се обликува конструктивно, спрема усвоената конструкција на дифузорот.

Кај дифузорските системи, кои се обликуваат по шемите а и б (сл. 3.23-а,б), изработката на лопатките се упростува и обично се изработуваат со константна дебелина по целата должина, но влезниот, како и излезниот раб се потенки (сл. 3.26). Во тој случај влезниот агол α_{3l} и излезниот агол α_{4l} се агли помеѓу тангентата на средната линија на лопатките и тангенти на круг со пречници D_3 и D_4 . Централниот агол φ се определува како што е веќе кажано, а аголот α_l се определува за усвоена дифузорност на меѓулопаткиниот канал.

За пресметка на задколото неопходно е да се знае големината и правецот на струење на течноста на излезниот пречник на задколото, т.е. дифузорот D_4 и саканата брзина c_{4u} (сл. 3.26). Заради влијание на бројот на лопатките на задколото и аголот $\alpha_4 > \alpha_{3l}$, аголот α_4 може да се определи по равенката:

$$\text{ctg} \alpha_4 (1 + p_z) = \text{ctg} \alpha_{4l} + p_z \frac{r_2 c_{2u}}{r_4 c_{4u}} \quad (\text{III.89})$$



Слика 3.26

каде е:

$$P_z = \psi_z \frac{r_4^2}{z_z \cdot s_z}$$

- поправен коефициент кој зема во обзир влијанието на конечниот број на лопатки на задколото z_z

$$\psi_z = 0,6 \left(1 + \frac{\alpha^{\circ} 4l}{60^{\circ}} \right) \quad \text{- експериментален коефициент}$$

$$S_z = \int_{r_3}^{r_4} r dr = \frac{1}{2} (r_4^2 - r_3^2)$$

- статички момент на струјната линија во меридијанска проекција, на задколото, односно предколото.

Меридијанска брзина на струење на излез од задколото е:

$$c_{4m} = Kc'_{4m} = \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4} \frac{Q}{\pi D_4 b_4}$$

каде е:

K_4 - коефициент на намалување на проточниот пресек поради дебелината на лопатките на излез од задколото.

Кај дифузозор со паралелни венци е $b_3 = b_4$.

Ако задколото со лопатки се изведе спрема сл. 3.25, тогаш за пречник $D_4=2r_4$ се зема пречникот на кругот кој поминува низ средината на контурата d_e .

Бидејќи се познати брзината c_{4m} и аголот на струење α_4 , од триаголникот на брзини на излез од задколото не е тешко да се определат брзините c_4, c_{4u} .

Задколото со лопатки ги има следните предности во однос на безлопаткиниот ротациски дифузор: ако се сака да се оствари ист дифузорски ефект, т.е. намалување на кинетичката енергија $(c_3^2 - c_4^2) / 2g$, задколото има помал излезен пречник, бидејќи се зема дека аголот α_1 е поголем од аголот на струење α_4 , кој се определува по законот $rc_u = \text{const}$, патот на течноста кај задколото со лопатките е кос, поради што губитоците од триење се помали, за работни режими кои се разликуваат од оптималните, потоа се влијае на намалување на радијалната сила, која делува на работното коло.

Недостатоци се следните: посложена конструкција, влијае доста на формата на работната крива $H-Q$ на пумпата при работни режими кои се разликуваат од оптималните, се намалува осетно степенот на искористување поради ударните губитоци.

Кои се практични критериуми за определување кога зад работното коло треба да дојде ротациски дифузор, а кога задколо со лопатки?

Појдовен критериум е аголот на флуидната струја α_2 на излез од работното коло. Ако излезниот агол на флуидната струја $\alpha_2 < 20^\circ$ тогаш обавезно доаѓа задколо со лопатки, ако излезен агол на флуидната струја е помеѓу $20^\circ < \alpha_2 < 30^\circ$, тогаш доаѓа во предвид ротацискиот дифузор, без лопатки или со паралелни венци.

Пресметка на предколото

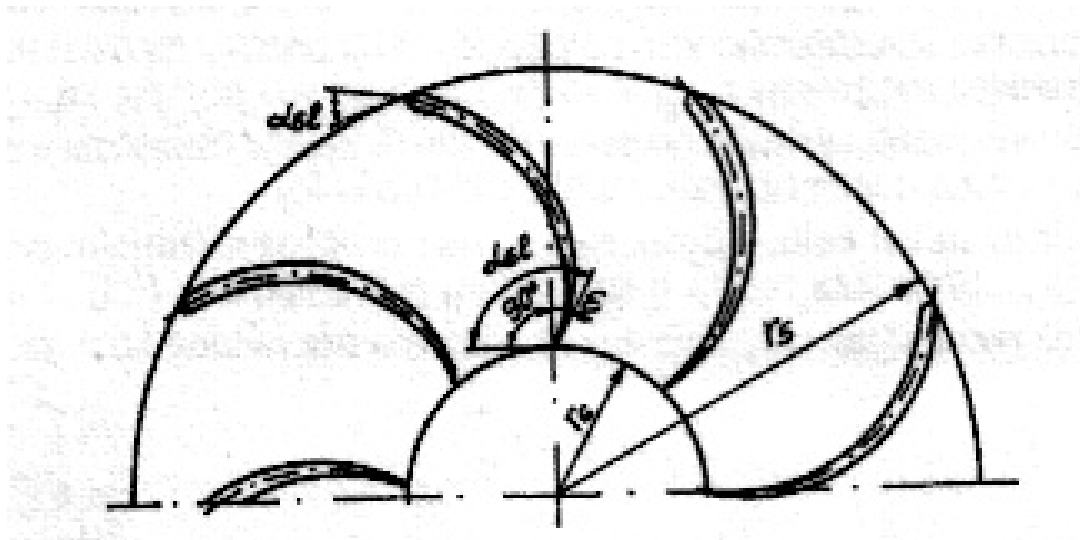
Пречникот на влезниот круг на лопатки на предколото се зема обично дека е $r_5=r_4$ (сл. 3.27) од шемата на струење "b" и "e" (сл. 3.23), или конструктивно се определува за шемите "c" и "d". Ширината на предколото се зема обично дека е $b_5=(0,95-1,0)b_3$. Ширината b_6 и пречникот на излезниот круг D_6 се бира така да обезбеди блага промена на брзината на струење од влез во предколото, па до влез во наредното работно коло. Бројот на лопатки на предколото се зема да биде $z_p=z_k \pm 1$.

И овдека, како и во претходните разгледувања, се претпоставува дека струењет е виорно, т.е. дека важи законот за виорно струење $rc_u = \text{const}$, односно дека е:

$$r_5 c_{5u} = r_4 c_{4u}$$

Меридијанската брзина на струење непосредно на влезниот раб на лопатките на предколото е:

$$c_{5m} = K_5 c'_{5m} = \frac{t_5}{t_5 - \sigma_5} \frac{Q}{\pi D_5 b_5}$$



Слика 3.27

каде:

K_5 - коефициент на намалување на проточниот пресек заради дебелината на лопатките на пречник D_5 .

Тогаш е:

$$\operatorname{tg} \alpha_5 = \frac{c_{5m}}{c_{5u}} \text{ или } \alpha_5 = \operatorname{arctg} \frac{c_{5m}}{c_{5u}}$$

обично се зема дека аголот на лопатките на влез во предколото е:

$$\operatorname{tg} \alpha_{5l} = \mu \operatorname{tg} \alpha_5$$

каде коефициентот $\mu=1,2$ е коефициент кој ја зема во предвид нееднаквоста на полето на брзините и секундарните струења на влезот во предколото.

На излезен пречник на предколото D_6 лопатките се завршуваат радијално, па оттаму и лопаткиниот агол на излез од предколото е $\alpha_{6l}=90^\circ+\varepsilon$, каде ε е аголот кој го зема во обзир занесувањето на струењето на излез, поради влијание на конечниот број на лопатки. Аголот на лопатките α_{6l} може да се пресмета по равенката (3.89), и тогаш обично е $\varepsilon=5^\circ-10^\circ$.

Цртањето на лопатките може да се изведе со методата на еден кружен лак $R=\text{const}$, или по методата "точка по точка". Во другиот случај се зема дека законот на промената на брзината c и дебелината на лопатката по радиус r , односно агол α_l за средната линија (скелетница) на лопатката или од нејзината градна страна (слика 3.27).

3.7. АКСИЈАЛНА СИЛА НА РАБОТНО КОЛО КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНА ПУМПА

Вовед за осна (аксијална) сила на работното коло

При работа на центрифугалната пумпа на работното коло (колата) со едностран влез во правец на оската на работното коло, дејствува аксијална сила, насочена во правец на всисната страна. Таа сила настанува како резултат на различните притисоци на предната и задната страна на венецот на работното коло, како и притисокот при протекување на течноста низ него.

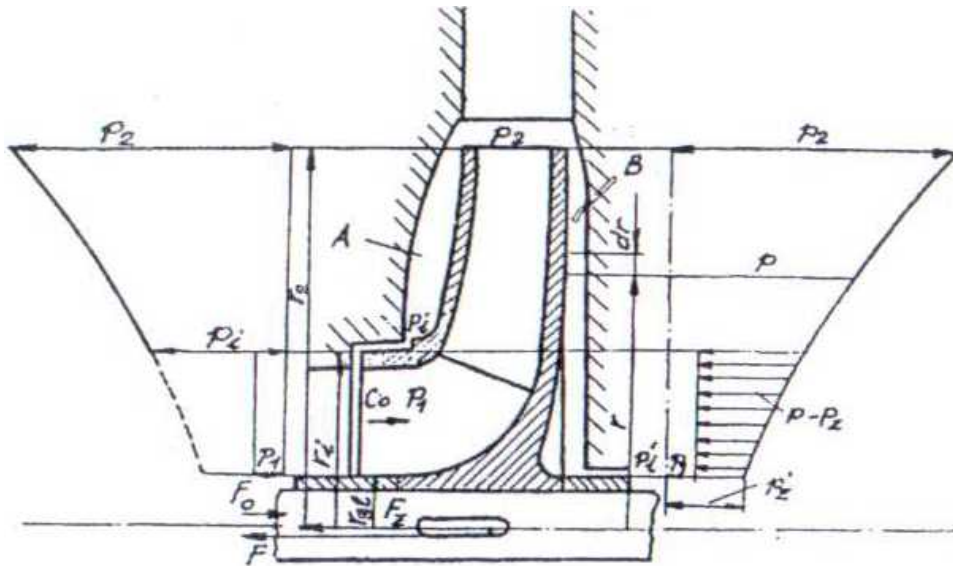
Течноста, која се наоѓа помеѓу работното коло и телото на пумпата во просторот А и В (слика 3.28), делува со притисокот по надворешната страна на предниот и задниот венец на работното коло. Како што важи законот за промена на притисокот по должина на радијусот, притисоците на предниот венец се еднакви со притисокот на задниот венец за делот ограничен со радиусите r_2 и r_1 , но спротивно насочени. Со други зборови, овие сили на притисок се взаемно урамнотежуваат. Силата на притисок на останатиот дел на основниот венец, кој е ограничен со радиусите r_1 , r_{g1} е значително поголема од силата на притисок која владее на влезот во работното коло. После овие разлики на притисокот се доаѓа до силата F , која е насочена во правец на дејствувањето на поголемиот притисок т.е. од десно кон лево (во правец на влезот во работното коло).

При струење низ работното коло, течноста го менува правецот од оскин во радијален правец при што се јавува силата F_0 која е насочена аксијално и во спротивен правец на силата F , т.е. од лево кон десно. Од ова произлегува дека резултантната сила, која дејствува во правец на оската на работното коло, е:

$$F_z = F - F_0 \quad (3.90)$$

Силата F_0 се определува без тешкотии, кога ќе се земе во предвид теоријата за промена на моментот на количеството на движење во работното коло, ограничено со контролните површини кои поминуваат низ влезот и излезот од работното коло. Очигледно е дека силата F_0 е значително помала од силата F (обично $F_0 = (0,01 - 0,05) F$), заради што резултантната сила F_z е насочена во правец на влезот во работното коло т.е. во правец на дејствување на силата F .

$$F_0 = \rho Q' C_0 \quad (3.91)$$



Слика 3.28

Кај повеќестепените секциски пумпи со z работни кола (степен) резултантната аксијална сила е:

$$F_r = \Sigma F_z = z F_z \quad (3.92)$$

Определувањето на големината на аксијалната сила, која дејствува на работното коло на центрифугална пумпа, неопходно е заради димензионирање - пресметка на аксијалното лежиште. Кај пумпите со вертикално вратило основото - аксијално лежиште се пресметува, земајќи ги во обзир, покрај резултантната сила F_R и силите на тежината на работните кола на пумпата и сите ротациски делови.

3.7.1. Пресметка на аксијалната сила

На слика 3.28 од левата и од десната страна на работното коло дејствува притисок кој се менува по параболичен закон, а се определува според равенката:

$$p = p_2 - \rho \frac{u_2^2}{8} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad (3.93)$$

На влезот во работното коло на површината ограничена со радиусите r_1 и r_{g1} дејствува притисок приближно еднаков на притисокот p_1 . Аксијалната сила F е резултат на разликата на притисоците p на површината на основниот венеч ограничен со радиусите r_1 и r_{g1} и притисокот p_1 на аналогната површина на влезот во работното коло и откако ќе се зема во предвид предходната равенка, се добива:

$$F = \int_{r_{gl}}^{r_i} (p - p_1) 2\pi r dr = 2\pi \int_{r_{gl}}^{r_i} \left[p_2 - \rho \frac{u_2^2}{8} \left(1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) - p_1 \right] r dr$$

После интегрирање во границите од r_i до r_{gl} се добива:

$$F = \rho g \pi (r_i^2 - r_{gl}^2) \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho g} - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{r_i^2 + r_{gl}^2}{2r_2^2} \right) \right] \quad (3.94)$$

или

$$F = \rho g \pi (r_i^2 - r_{gl}^2) \left[H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{r_i^2 + r_{gl}^2}{2r_2^2} \right) \right]$$

Големината H_p се определува од равенката:

$$H_p = rHd$$

каде е :

r - степен на реакција на работното коло

H_d - динамички напор на работното коло

Вистинската големина на силата F обично се разликува од онаа која е добиена со пресметка по равенката (3.94). Основна причина за ова отстапување е тоа што, покрај влијанието на различни фактори, во просторите А и В аголната брзина на течноста е $\omega_T \neq \omega/2$ (сл. 3.28). При еднакво намалување или зголемување на аголната брзина ω_T струењето во просторите А и В е согласно равенката (3.94), аксијалната сила или ќе расте или ќе се намалува.

Експериментите покажуваат дека при зголемување на аксијалните зазори s помеѓу венецот на работното коло и телото на пумпата (односно, со зголемување на односот s/r_2) доаѓа до намалување на средната аголна брзина ω_T (односно) ω_T/ω . При вредност s/r_2 (на пример, ако е $s/r_2 = 0,02$ $\omega_T/\omega \approx 1/2$, за поголем однос s/r_2 , тогаш е $\omega_T/\omega < 1/2$). При намалување на зазорите помеѓу основниот венец и телото на пумпата, очигледно е дека резултантната сила F_z ќе биде мала. Оваа сила ќе биде мала и во случајот кога е мала рапавоста на предниот венец и телото на пумпата, бидејќи со зголемување на рапавоста растат и внатрешните механички губитоци од триење на венецот на работното коло со околната течност.

Паразитските струења кои влијаат на волуменските губитоци покажуваат значително влијание на големината на средната аголна брзина ω_T .

Во просторите А и В (сл. 3.28), во насока од периферијата спрема оската на работното коло, паразитското струење влијае на зголемување на аголната

брзина ω_T и, секако, на намалување на притисокот од периферијата кон центарот. Таквите паразитски струења се јавуваат низ предниот зазор, потоа покрај основниот венец, кај некои средства за урамнотежување на аксијалната сила или како последица на волуменските губитоци кај надворешното заптивање на вратилото кај конзолните пумпи или кај последниот степен на повеќестепените пумпи. Очигледно е, дека паразитските струења низ предниот зазор ја зголемуваат аксијалната сила, додека пак паразитските струења на задниот венец ја намалуваат аксијалната сила. Ваквите две паразитски струења треба да бидат минимални, бидејќи влијаат на волуменскиот степен на искористување на пумпата p_q .

Кога паразитското струење е насочено од оската на работното тело кон периферијата, тогаш се намалува средната аголна брзина ω_T . Таквите паразитски струења се покрај основниот венец на местото на спојување кај секциските степени. Намалувањето на средната аголна брзина ω_T влијае на зголемување на притисокот на основниот венец на работното коло, а со тоа и на зголемување на аксијалната сила.

Од предходно изложеното следи, дека аксијалната сила F може да се намали како резултат на сите можни фактори, кои влијаат на намалување на средната аголна брзина ω_T на течноста на предниот венец и нејзино зголемување на страната на основниот венец. Обично вистинската сила е поголема од онаа која се пресметува по равенката (3.94).

На основа на изведените експерименти се препорачува кај повеќестепените секциски пумпи, аксијалната сила да се определи, бидејќи притисокот се пресметува по следната равенка:

$$p' = p_{R2} - \alpha' \rho \frac{u_2^2}{4} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right] \quad (3.95)$$

кога насоката на паразитското струење е од периферијата кон оската на ротација, тогаш:

$$p'' = p_{R2} - \alpha'' \rho \frac{u_2^2}{4} \left[1 - \left(\frac{r}{r_2} \right)^4 \right] \quad (3.95a)$$

Во равенките (3.95) и (3.95a) се: $p_{R2} = 0,9p_2$, а $a' = 0,7$ и $a'' = 0,5$.

Во /6/ е дадена равенка за експериментално определување на аксијалната сила F_z (3.90) за еднострано работно коло.

$$F_z = \rho g H_m \frac{\pi}{4} (D_j^2 - d_{gl}^2) \quad (3.96)$$

каде е:

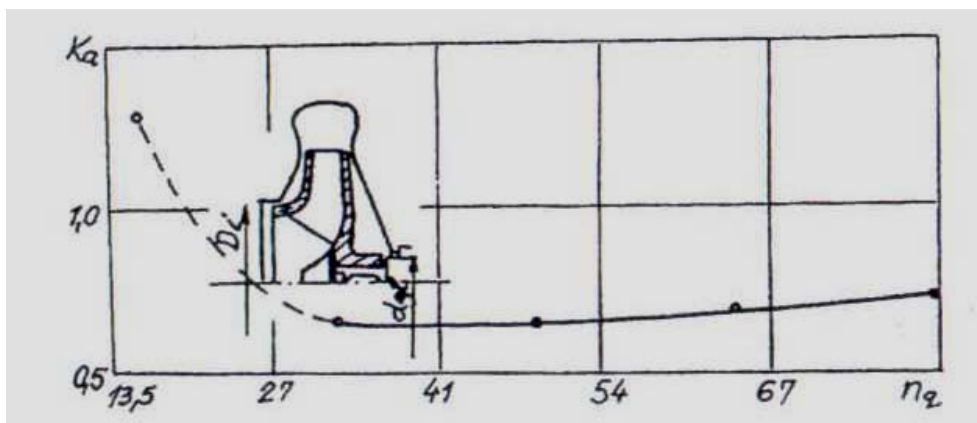
$$H_m = 0,6 H \text{ кога } n_q < 16 \text{ и}$$

$$H_m = 0,8 H \text{ кога } n_q < 55$$

Исто така, се препорачува и равенка за пресметка на резултатната аксијална сила:

$$F_z = K_a \rho g H (D_i^2 - d_{gl}^2)$$

Коефициентот K_a зависи од специфичната брзина на вртење n_q , и се определува според дијаграмот (слика 3.29)



Слика 3.29

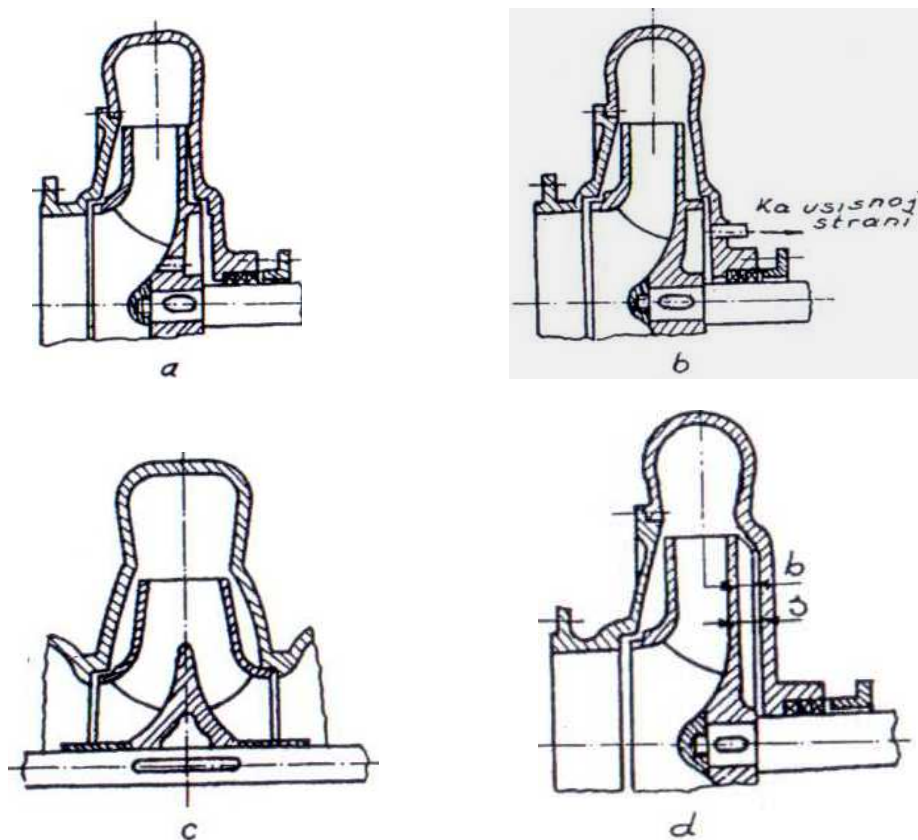
3.7.2 Начини за урамнотежување на аксијалната сила

Урамнотежувањето на аксијалната сила кај центрифугалната пумпа се врши во зависност од конструкцијата на пумпата и големината на аксијалната сила. Кај едностепените центрифугални пумпи се користат следните начини:

1. Со *посредство* на *осно-аксијално лежиште*. Често пати едно од радијалните лежишта на пумпата е предвидено да ја прима аксијалната сила, или се користи радијално-аксијално лежиште. Кај некои големи вертикални центрифугални пумпи аксијалната сила понекогаш ја прима аксијалното лежиште на електромоторот.
2. Со *посредство* на *опвори на основниот венец на работното коло* и со *помош* на *зазориите поставени на исти радиус на предниот и основниот венец на работното коло* (слика 3.30-а). Низ отворите во главчината на работното коло, притисокот кој дејствува на основниот и предниот венец во просторот со радиус, кој е помал од радиусот r_1 , потполно се изедначува. Исто така, се урамнотежуваат и силите на притисок, кои дејствуваат на

предниот и основниот венец на површините, кои ги ограничуваат радиусите r_2 и r_3 . Недостаток на овој начин на урамнотежување е тоа што низ отворите во главчината на работното коло доаѓа до губиток на протокот Q_1'' кој влијае на намалувањето на волуменскиот степен на искористување η_Q на пумпата.

Наместо низ отворите во главчината на работното коло, често пати просторот помеѓу основниот венец и телото на пумпата се спојува со всисната страна на пумпата (сл. 3.30-б). Пресекот на цевката за спојување треба да биде пет пати поголема од радијалната ширина на зазорите на всисната страна на пумпата, т.е. помеѓу предниот венец на работното коло и куќиштето на пумпата.



Слика 3.30

3. Со помош на двострујни работни кола (слика 3.30-с). Ако и двете симетрични површини на работното коло се потполно еднакви се обезбедува аксијалната сила да биде еднаква на нула, т.е. потполно урамнотежена.
4. Со помош на расперети (гребни) лопатки на работното коло кои се постојавуваат на основниот венец (Имелер) (слика 3.30-d). Просторот помеѓу гребните лопатки и телото на пумпата е радијален и со мали димензии. Течноста помеѓу основниот венец и телото на пумпата се врти

со аголна брзина ω'' , која е приближно еднаква на аголната брзина на работното коло ω . Центрифугалната сила која дејствува на течноста, го намалува осетно притисокот на основниот венец, а со самото тоа и аксијалната сила. Обично бројот на грбните лопатки е од 4 - 6.

Аголната брзина ω'' може да се пресмета по равенката /4/

$$\omega'' = \frac{\omega}{2} \left(1 + \frac{b}{s} \right) \quad (3.98)$$

каде е:

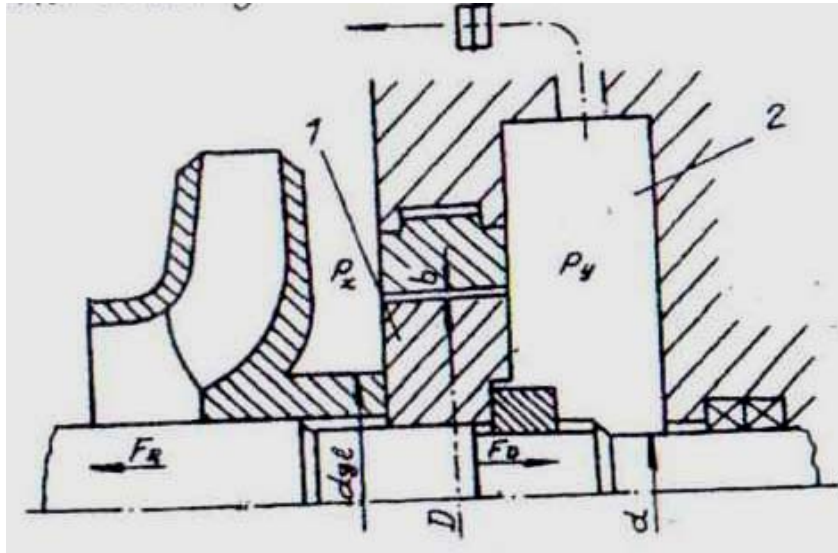
b - ширина на грбните лопатки

s - зазор помеѓу основниот венец и телото на пумпата (слика 3.30-d).

Работни кола со грбни лопатки се користат во специјални случаи кај пумпи кои транспортираат хемиски агресивни течности, чие истекување низ заптивната кутија не смее да се дозволи заради штетното влијание на околината.

Кај повеќестепените секциски пумпи, аксијалната сила е збир на аксијалните сили на поедините работни кола. Кај нив, покрај користењето на осните лежишта за прифаќање на аксијалната сила, се користат и отвори во главчината на работното коло. Покрај наброените начини, аксијалната сила може да се урамнотежи и на еден од следните начини:

1. *Со посредство на симетрично поставени работни кола на вратило.* На слика 3.2 и 3.3 се покажани некои карактеристични шеми на повеќестепени центрифугални пумпи. Постојат и други посложени шеми. Секоја шема има своја добра и лоша страна со обзир на сложеноста на конструкцијата, притисокот и процепите помеѓу степените и големината на волуменските губитоци низ нив и др.
2. *Со посредство на расоварен клип* (слика 3.31). Клипот представува цилиндричен елемент (1) кој е цврсто насаден на вратилото на пумпата позади последното работно коло и ротира заедно со него. Од левата страна му дејствува притисокот p_x кој владее позади последното работно коло, а од десната страна е обликувана комора (2), која е споена со всисната страна на пумпата со помош на цевковод. Заради тоа што притисокот во комората (2) p_y е помал од притисокот p_x , силата на притисокот дејствува на клипот од лево кон десно. Позмеѓу клипот и телото на пумпата се наоѓа процеп со радијална ширина $b = 0,2 - 0,3\text{mm}$.



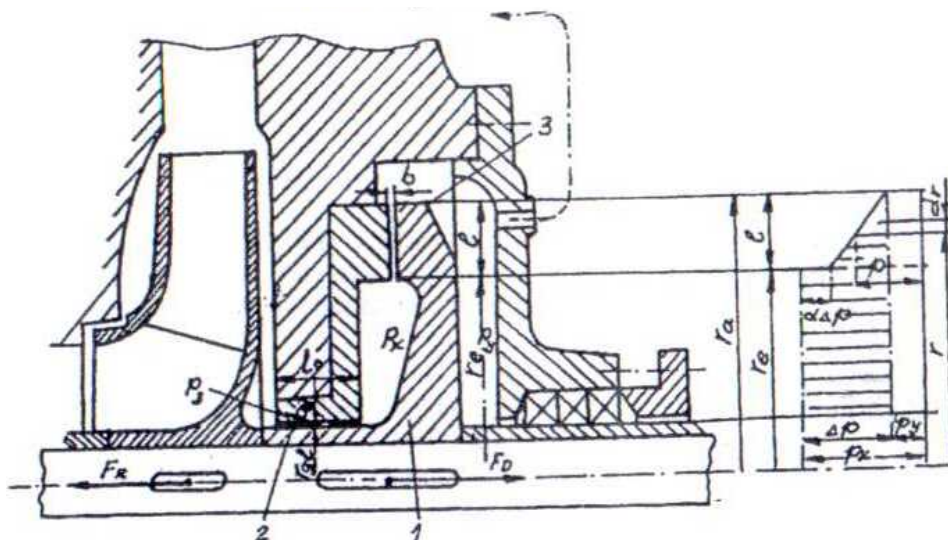
Слика 3.31

Силата F_D која дејствува на клипот за урамнотежување, е еднаква на:

$$F_d = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_{gl}^2)p_x - \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p_y \quad (3.99)$$

каде е : D - пречник на клипот за урамнотежување, d_{gl} - пречник на главчината на работното коло, d - пречник на вратилото во делот на растеретната комора.

Клипот се пресметува така, да се урамнотежи аксијалната сила F_R на работните кола при нормален режим на работа, т.е. при проток $Q=Q_N$. За режим на работа, кога е $Q < Q_N$ може да се јави резултантна аксијална сила која делува во спротивна насока. Покрај тоа, пумпата со вграден растоварен клип е обезбедена со аксијално лежиште или со лизгачко сегментно лежиште со двострано дејство (тип Миџел).



Слика 3.32

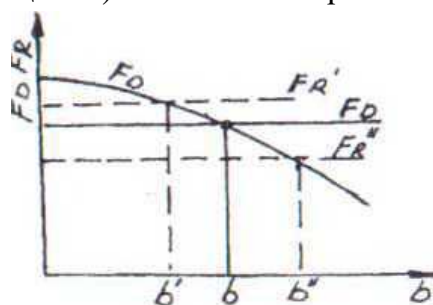
3. Со помош на расцртован диск (слика 3.32). Основен елемент на овој уред представува дискот (1), поставен позади последното работно коло во специјална комора и ротира заедно со вратилото. Помеѓу главчината на работното коло, односно заштитната чаура на вратилото, се наоѓа аксијален зазор (2) со радијална ширина b_0 , а помеѓу вертикалната површина на дискот и телото на пумпата радилајен процеп (3) со аксијална ширина b . Од левата страна на дискот дејствува притисок p_x . Неговата големина зависи од големината на притисокот позади последното работно коло, од отпорот на струење во аксијалниот зазор, од паразитскиот проток $\Delta Q''$ и работниот режим на пумпата. Од десната страна на дискот дејствува притисок p_y . Просторот десно од дискот поврзан е со посредство на спојна цевка со всисната страна на пумпата, заради што притисокот p_y е мал.

Бидејќи притисокот е $p_x \gg p_y$, во насока спротивна од насоката на дејствување на резултантната сила $F_R = \Sigma F_z$, ќе дејствува силата F_D . За урамнотежување на силата F_R неопходно е да биде исполнет условот:

$$F_D = \Sigma F_z = F_r \quad (3.100)$$

Дискот за растеретување има голема предност, а тоа се гледа по тоа што може да урамнотежи голема аксијална сила. Навистина, ако се зголеми, на пример силата F_R на работното коло спрема онаа за оптимален работен режим (спрема која се димензионира радијалната ширина на процепот b), дискот (1) се задвижува спрема всисната страна на пумпата. Заради тоа се намалува b , се зголемуваат губитоците во процепот, се намалува паразитскиот проток низ него и се зголемува притисокот во просторот лево од дискот. На тој начин се зголемува силата на дискот F_D и се изедначува со резултантната сила F_R . Обратно се случува при намалување на силата F_R .

Овој проблем може да се решава и графички, како што е покажано на слика 3.33. Силата F_R зави само од силата на притисок на работните кола, но е независна од ширината на процепот b . Заради тоа, на слика 3.33 силата се претставува со права линија паралелна со апсцисната оска (b е ширина на процепот). Точката на пресекот на кривата F_D со правата F_R е карактеристична



за рамнотежната положба со која се одредува радијалната ширина на процепот b . Ако од некои причини се промени аксијалната сила, на пример, од F'_R на F''_R дискот ќе заземе нова растеретлива позиција која ќе одговара на радијалната ширина на процепот b' , односно b'' , слика 3.33.

Слика 3.33

Минималната ширина на процепот b зависи од монтажата на дискот, монтажата на пумпата, еластичната деформација на материјалот на дискот, вратилото и др., како и од режимот на работа на пумпата.

3.8. ЗАПТИВКИ КАЈ ЦЕНТРИФУГАЛНИТЕ ПУМПИ

3.8.1 Заптивки со меко полнење

Во претпријатијата од процесна и хемиска индустрија најголема примена имаат пумпите за пренос на различни течности и деривати, како на пример: киселини, алкалии, раствори на соли и јагленоводород. Поедини течности се агресивни и абразивни. Абразивните течности содржат различни цврсти состојки и отпадни материи. Покрај споменатите течности, во хемиските претпријатија се пренесуваат и течности кои кристализираат, кои влијаат на векот на траење на проточните делови на пумпата и заптивките.

Во современите фабрики за производство на пумпи се вршат интензивни истражувања, кои имаат за цел усовршување на начинот на заптивање кое треба да се одликува со просто и сигурно заптивање, и кое бара минимално опслужување.

Заптивањето на вратилото на излез од куќиштето на пумпата се изведува обично кај пумпи за широка намена со меко полнење, кое се става во заптивна кутија. Тоа се обично азбестни плетенки кои се натопени во графит или лој и се познати под името лојни или графитни азбестни плетенки.

За топли, врели и агресивни течности кои нагризуваат како и отровни течности, се бира заптивен материјал за заптивките, кој одговара на работната течност /3/, а тоа се најчесто механички заптивки.

Мекото полнење се применува за заптивање на вратила кои ротираат. Без разлика што заптивките со меко полнење се од најстара изведба, тие успешно и денес се применуваат во современите машини и уреди.

Јасно е дека со време ова заптивно средство неможе да обезбеди потполна заптивност на подвижните делови, т.е. после кратко време мора да се замени со ново полнење. За постигнување на потребната компактност, капакот на заптивката повремено се притегнува со што се зголемува силата, со која се потискува полнењето на заптивката на цврстата површина, а со самото тоа се зголемува и силата на триење, при што средството за подмачкување прекумерно истекува од заптивката, што доведува до намалување на векот на траење до минимум. Во некои случаи векот на траење на заптивката изнесува неколку часови.

За обезбедување на рамномерна распределба на течноста по површината на триење неопходно е капакот на заптивката (заптивна чаура), како што е веќе речено, повремено да се притегне. При што, притегнувањето мора да биде рамномерно, за да притисокот на полнење има константна големина. При нагло зголемување на притисокот на полнење, полнењето нагло се збива, зазорот се намалува на минимум и настанува полусуво или суво триење помеѓу вратилото, кое ротира, и полнењето. Бидејќи повеќе нема течност за ладење на полнењето, доаѓа до суво триење, при што ќе дојде до "горење" или оштетување на заптивното полнење. Поради ова доаѓа до оштетување на вратилото, што има непријатни последици за понатамошно заптивање на оштетениот дел на пумпата.

Спрема тоа, неопходно е да се определи за која должина смее да се притегне заптиваната чаура, а да не дојде до "суво" или "полусуво" триење и оштетување.

Потребната димензија на азбестните плетенки, кои се вградуваат, најчесто се одредува спрема пречникот на вратилото на место каде се вградува заптивкаот. За ова пресметување се користи експерименталниот израз:

$$a = \sqrt{d_{vr}}$$

каде a - е страна на квадратот на плетенката, бидејќи тие се со квадратен пресек.

Заптивниот материјал е изработен од стандарден материјал, а заптивната кутија се вметнува во вид на прстен. Прстените на заптивниот материјал треба да се сечат така да краевите не преоѓаат еден преку друг. Откако ќе се вметне првиот прстен во чаурата, другиот треба да се постави така, да местото каде што прстените се расечени не се поклопуваат, и тн. Пред пуштање на пумпите во работа капакот на заптивната кутија треба добро да се притегне за да се спречи истекување на течноста. Но, ни пресилно затегнување не е добро. Затоа треба пред почетокот на работа рачно да се заврти вратилото, и на тој начин да се утврди дали капакот е добро притегнат. Незначително капење мора да се дозволи (околу 20 капки во минута) и ако треба ова да се оствари, навртката треба да се олабави. Истечената течност служи како средство за подмачкување на заптивкаот и го спречува согорувањето на заптивниот материјал и трошењето на вратилото. Исто така, во заптивната чаура (обично помеѓу азбестните заптивни прстени), често се вметнува месинген прстен кој е на повеќе места избушен (laterna – прстен) и има пресек во вид на буквата H . Просторот во прстенестата латерна врзан е (обично со помош на цевка) со спиралата на пумпата од која се доведува вода под притисок. Оваа врска има двојна намена: за подвачкување на полнењето во заптивкаот и го спречува влезот на надворешниот воздух во пумпата.

3.8.2. Избор и примена на заптивки со меко полнење

Во хемиската индустрија се применуваат пумпи, опремени со нормални заптивки со меко полнење, механички заптивки или пумпи без заптивки.

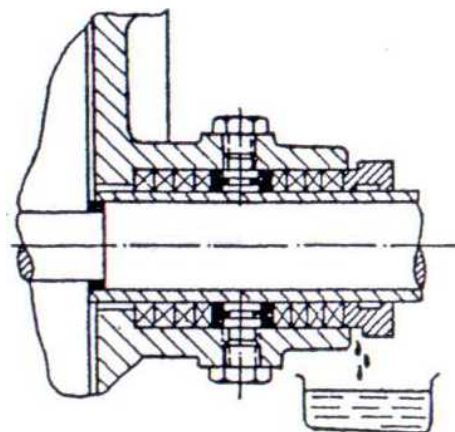
Кој тип на заптивка ќе се примени зависи од видот на транспортираната течност, нејзината агресивност, температурата, вискозноста, абразивноста, кристализацијата и полимеризацијата итн. Примената на заптивка со испирање, хидраулично затварање или со заливање зависи од тоа, дали може течноста, која се пренесува, да се меша со вода или дали може да се дозволи одведување на течноста која се пренесува со водата за испирање во канализација.

Водата применета за испирање, а во случајот потребна и за создавање на хидраулично затварање, мора да биде чиста, за да не го извалка металниот прстен - латерната. За оваа намена не може да се употребува речна вода.

3.8.2.1 Заптивки за неутрална течност и чиста вода до 80° C

а) Заптивки со одвед на течноста што капе

Ваквите заптивки представуваат нормално изведување за пумпи во кои течноста се доведува под притисок (сл. 3.34). Течноста, која капе низ заптивката, се одведува во специјални мали садови под пумпата, односно под заптивката, или се одведува во канализација.

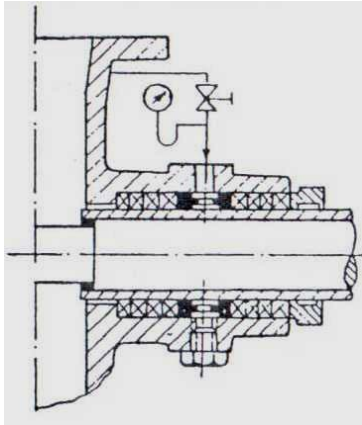


Слика 3.34

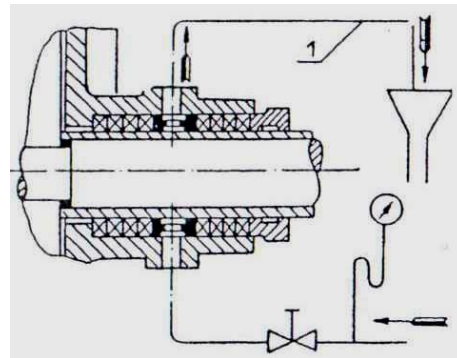
б) Заптивки со потопување

При пренесување на течност од резервоар во кој владее вакуум, неопходно е заптивката да се потопи (во спротивно, може да дојде до всисување на воздух низ заптивката) низ цевка споена со излезот од куќиштето на пумпата или со доводниот вод. Се препорачува да се постави регулациски вентил за регулирање на протокот до соодветната потреба (сл. 3.35). Агресивни, често пати абразивни,

валкани, кристализациски и експлозивни течности, а исто така и жешките течности со температура од 80° до 200 °С, или течни јагленоводороди, вообичаено се транспортираат кога на всисната страна на пумпата владее притисок (работат со доток - негативна всисна висина)



Слика 3.35



Слика 3.36

ц) Заптивки со исплакнување

За исплакнување на заптивката, по правило, се употребува вода под притисок до 1 бар со помош на која заптивката се исплакнува, а по потреба и се неутрализира работната течност која минува низ заптивката и како таква се одведува заедно со водата во канализација. Оваа вода е потребно да се контролира во лабораторија. Водата за исплакнување се доведува во заптивката од долната страна, а се одведува од заптивката од горната страна, слика 3.36. На страната на доводот на водата се поставува регулациски вентил, а по потреба и контролен манометар.

Талогот и други абразивни течности, се мешаат со вода, а исто така и други течности (склони кон полимеризација).

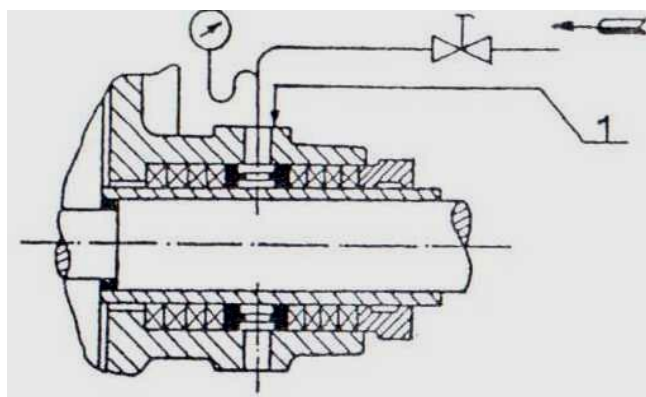
д) Заптивки со хидрауличко затварање

Овие заптивки се применуваат при пренесување на абразивни течности во специјално изработени пумпи за овие течности. Овие заптивки со успех се применуваат при пренесување на течности кои кристализираат и се згустуваат. Водата која се користи за создавање на хидрауличко затварање, се доведува под притисок кој е поголем од 1-2 бара од максималниот напор кој го остварува пумпата, при што водата се меша со работната течност - ја разредува, што не се смета за недостаток на заптивката. Водата се доведува од долната страна на заптивката, а се одведува од горната страна, при што контролниот манометар е поставен помеѓу регулациониот вентил и заптивката (слика 3.37).

Доведената количество на вода која се меша со работната течност од пумпата и која се одведува во сливникот, изразена во проценти, може да биде различна. При неправилно опслужување на заптивката може да се случи губењето на течност да биде неколку пати поголемо од вообичаеното количество.

3.8.3. Механички заптивки за пумпи

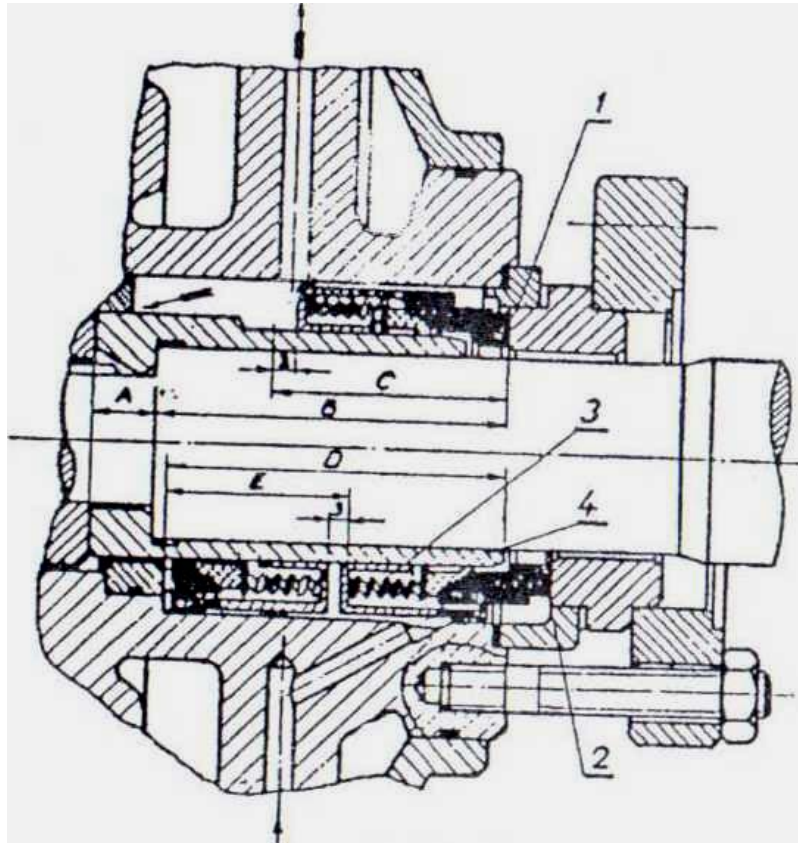
Во хемиската индустрија, каде што се транспортираат агресивни течности, лесни јагленоводороди, течности кои во допир со воздухот образуваат експлозивни и отровни смеси во течна состојба, бараат беспрекорно заптивање на вратилото на пумпата со помош на заптивки. На овие потреби одговараат механички заптивки, и со нивно користење во значајна мера се отклонети многу непријатности, опасности и се спречува истекување на работниот флуид низ заптивката.



Слика 3.37

Заптивањето со механичките заптивки е максимално. Со посредство на механичките заптивки, можно е да се изврши заптивање на дотокот на течности, заситени гасови, полимеризирани течности и течности со абразивни честичи. Векот на траење на овие заптивки при правилна употреба и работа може да биде до неколку илјади работни часови. Во литературата / 1,6 / се наведуваат примери кога векот на траење на механичките заптивки изнесува неколку десетини илијади работни часови, при што по истекот на една година работа, лизгачките површини на заптивката повторно се брусат.

Принципот на работа на механичките заптивки се базира на непропустлив контакт на две совршено мазни и рамни површини од кои едната е неподвижна, а другата е поставена на вратилото и ротира заедно со него. Взаемните допири на двете површини се остварува со помош на притисни елементи најчесто спирални пружини или неколку пружини. Пумпите може да имаат прости и двоструки механички заптивки. Обичена механичка заптивка е прикажана на слика 3.38.



Слика 3.38

Површината на триење во аксијална насока на подвижниот прстен (1) е една од површините, додека другата површина за заптивање е површината на неподвижниот прстен (2). Поради тоа што заптивните површини на двата прстени за цело време, како и за време кога пумпата не работи, компактно-цврсто налегнуваат една на друга со определена сила, заптивката е определена со силата на збивање на пружината (3).

Заптивање на прстените може да се пренесе во аксијална насока со помош на заптивен клинест елемент (4), кој покрај заптивање на подвижниот прстен исто така служи и за остварување еластичен спој помеѓу прстените и вратилото. Овој еластичен спој се обезбедува за да може кај еластичниот прстен да ги израмни безначајните деформации на вратилото, кое никогаш не е апсолутно точно центрирано. Поради тоа подвижната површина на налегнување во аксијална насока се наоѓа целото време во допир со неподвижната површина на прстенот, поради што незаптивноста не може да дојде до израз.

3.8.3.1 Изведување на механички заптивки

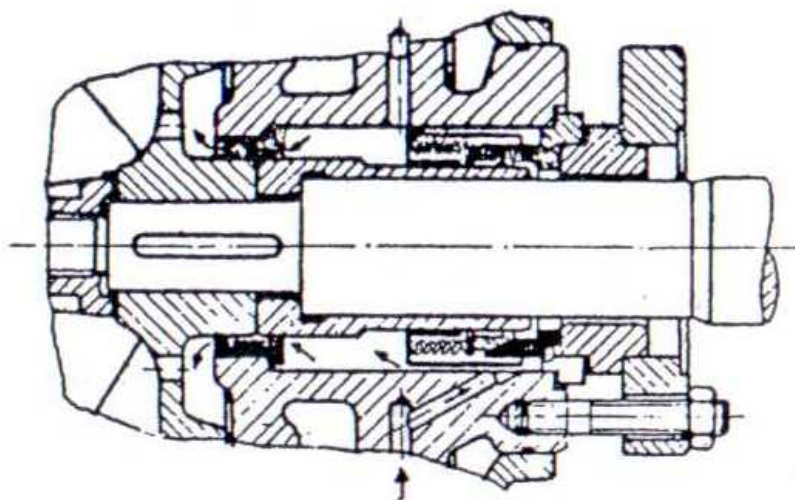
а) Прости механички заптивки за растоварување

Овој вид на заптивки се јавува како основен тип на механички заптивки. Доводот на течноста за заптивање е од спиралата или од потисниот цевковод. Се применува за нормален режим на работа, кога температурата и останатите

особини на работната течност дозволуваат одведување на течноста, како што е прикажано со стрелка на сликата 3.38. Заптивката може да се примени во нормални услови за експлоатација на пумпи до притисок од 30 бари.

б) Двојни механички заптивки

На страната на работното коло се наоѓа неоптеретениот дел од заптивката, а на страната блиску до лежиштето се наоѓа оптеретениот дел, при што двата дела на заптивката се допираат помеѓу себе со своите задни страни, слика 3.39. Двојната заптивка се применува при пренесување на опасни, врели, нечисти течности и течности кои се карактеризираат со слаба вискозност (пропан, бутан и тн.) потоа течностите кои се одликуваат со полимеризација и кристализација. Можноста да помине и капне работната течност се исклучува поради хидрауличното затварање (за што може да биде искористена, на пример, вода, масло и тн.), при што течноста за хидрауличното затварање се доведува од независен извор чии работен притисок мора да биде поголем за 1(еден) бар од напорот на работната течност пред неоптеретениот дел на заптивката. Треба уште да се напомене, дека неоптеретениот дел на заптивката заптива при минимална разлика на притисокот од 1 бар, додека за тоа време оптеретената страна на заптивката заптива при притисок на течноста доведена за остварување на хидрауличното затварање (поради притисок на пумпата од + 1 бар).



Слика 3.39

3.8.3.2. Избор на механички заптивки

При комплексни испитувања и пробна експлоатација (околу 1-2 месеци) пумпите треба да бидат опремени со меки заптивки, бидејќи механичките заптивки можат да се оштетат од нечистотиите, кои работната течност ги носи со себе, а кои не можат да бидат отклонети иако се користи решетка на влезот во доводниот - всисен цевковод и свлекувањето на теренот каде што се поставува пумпата со електромоторот.

Механичките заптивки не трпат удари (на пример, не можат да се применат за клипни пумпи) и вибрации. Ако механичките заптивки се загреваат подолго време, подобро е интензивно да се одведува топлината, а по потреба треба да се смали притисокот на пружината.

Векот на траење на механичките заптивки при редовни ремонти на пумпите, при долготрајна експлоатација изнесува 1 до 2 години. Особините на работната течност и нечистотиите, влијаат на векот на траење на заптивката. После обработка на вратилото заптивката може повторно да биде поставена. Во нормални услови механичките заптивките можат неколку пати да се брусат и повторно да се монтираат на пумпата. На овој начин нивниот век на траење може да се продолжи за неколку години.

Заптивните прстени од азбест, заптивните клинести елементи од тефлон и останатите делови на заптивката мораат да бидат заменети со нови. Нормалните механички заптивки можат практично да се употребуваат за температури до 250 °C. При нарачување на механичките заптивки, неопходно е да се наведе следното:

- пречник на вратилот на пумпата,
- внатрешен пречник на заптивката,
- работниот флуид и неговите својства,
- работната температура на флуидот,
- притисокот во заптивката, и
- брзина на вртење на вратилото.

3.8.3.3. Материјал применет за изработка на механичките заптивки

Материјалот на поедини делови од механичките заптивки мора да одговара на следните услови:

- да има соодветни фрикциони својства,
- несмее да биде порозен, за да течноста неможе да капе низ него,
- мора да биде отпорен на влијанието на работниот флуид,
- мора да се одликува со добра топлинска спроводливост односно способност за интензивно одведување на топлината,
- механичките особини на материјалот не смеат да се менуваат при промена на температурата на заптивните површини, поради триењето.

Подвижниот заптивен прстен, по правило, се изработува од графит (кој несмее да содржи силициум). Графитот се одликува со порозност, за отклонување на порозноста на графитот истиот се импрегнира со олово, кадмиум, смола, и бакар. Карактеристика на графитот обработен на овој начин е тоа дека е добар проводник на топлина. При пренесување на течност, која има кисели својства, графитот не смее да се употребува. За изработка на деловите

кои ротираат заедно со вратилото, се применува керамика, со поголем процент на алуминиум оксид. Прстените изработени од керамика, многу лесно се обработуваат и можат да биде искористени за пумпи кои пренесуваат слаби киселини и за ниски напори. Во групата на овие материјали доаѓаат во обзир уште и бакарот, сивиот лив и термички пластични маси.

За изработка на неподвижните заптивни прстени, како најпогодни материјали се покажале: оловната бронза, нерѓосувачкиот челик, особено со 16,5% Cr и 2,5% Ni, кои се одликуваат со високи антикорозивни својства и може термички да се одработуваат.

Во пружинските елементи кои остваруваат основна сила за притискање на заптивните прстени еден на друг, обично се зима пружина, изработена од челик за пружини или нерѓосувачки челик, ако станува збор за пренесување на агресивни флуиди.

Во групата на материјали за изработка на заптивните елементи за механичките заптивки доаѓаат во обзир гумата, каучукот, термопластичните маси. Најчесто имаа облик на манжетни, прстени, но најдобро прифалива форма е формата на клин.

Најголемата температурна граница, каде може да се употреби синтетичкиот каучук е 90°C, а најмалата е -40 °C.

Широко подрачје на примена имаат термопластичните маси, кои се одликуваат со добра хемиска и термичка постојаност. Тие можат да се употребат во границите од + 250 °C до - 100 °C, и остануваат постојани при пренесување на сите течни хемикалии. Недостатокот на термопластичните маси е малата еластичност. Каучукот може да се применува до 200 °C, но се одликува со слаба отпорност спрема киселините.

3.8.3.4 Ладење и подмачкување на механичките заптивки

Ладењето и подмачкувањето на механичките заптивки многу влијае на векот на траење и исправноста во работата. Водата може со успех да се примени како течност за ладење, бидејќи добро ја одведува топлината. Ако се применува масло неопходно е да се применат ретки масла, бидејќи тоа подобро ја одведува топлината. При пренесување на течност, која е склона кон кристализација, неопходно е да се примени за ладење на заптивката иста течност. Овде е важно да се напомене дека внатрешниот дел од двостепената заптивка ја растеретува работната течност, додека за тоа време спојниот дел се наоѓа под атмосферски притисок. При заптивање со поголем вакуум најдобро е да се применат силиконски или други специјални врсти на масла, наменето за оваа врста на заптивки. Течноста за испирање, доколку е тоа можно, треба да биде доволно ладна, бидејќи колку е пониска температурата во близина на заптивниот прстен, толку посигурно функционира заптивката и векот на траење е подолг.

При тешки услови на работа потребно е поголемао количество течност за испирање на заптивката, но никокаш не смее да премине 5 l/min.

3.8.3.5. Предности и недостатоци на механичките заптивки

Предности на механичките заптивки:

- за време на работа на пумпата нема потреба од нивно опслужување,
- пренесувањето на течноста се одвива без истекување на течноста низ заптивките,
- овозможуваат пренесување на течност кој кристализира и полимеризира,
- може успешно да се применуваат за сите работни услови на пумпата,
- незаменливи се при пренесување на јагленоводороди во течна состојба,
- примената на заптивките со меко полнење, по правило, не се дозволува за течни јагленоводороди,
- векот на траење е доста долг и по повторна обработка, која не е скапа, може да изнесува и по неколку десетици илјади работни часови.

Недостатоци на механички заптивки се:

- не можат да работат ако пумпата - вибрира, а исто така не може да се вградат на стари и истрошени пумпи,
- при сејкој ремонт на пумпата, работното кооо мора да биде статички и динамички избалансирано,
- пумпите со механички заптивки не можат да работат при појава на кавитација,
- механичките заптивки бараат многу точна и прецизна монтажа,
- промената на напорот на работната течност или промената на притисокот на пружината, предизвикува промена на оптеретувањето на електромоторот, кој се условува со промената на моќноста која е потребна за механичките заптивки.

Губитоците на триење во заптивката на вратилото зависат од пречникот и должината на заптивката, брзината на вртење на вратилото, притисокот на работната течност пред заптивката, видот на заптивката, силата на свиткување, подмачкувањето и начинот на ладење.

3.9.СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА ЦЕНТРИФУГАЛНИ ПУМПИ

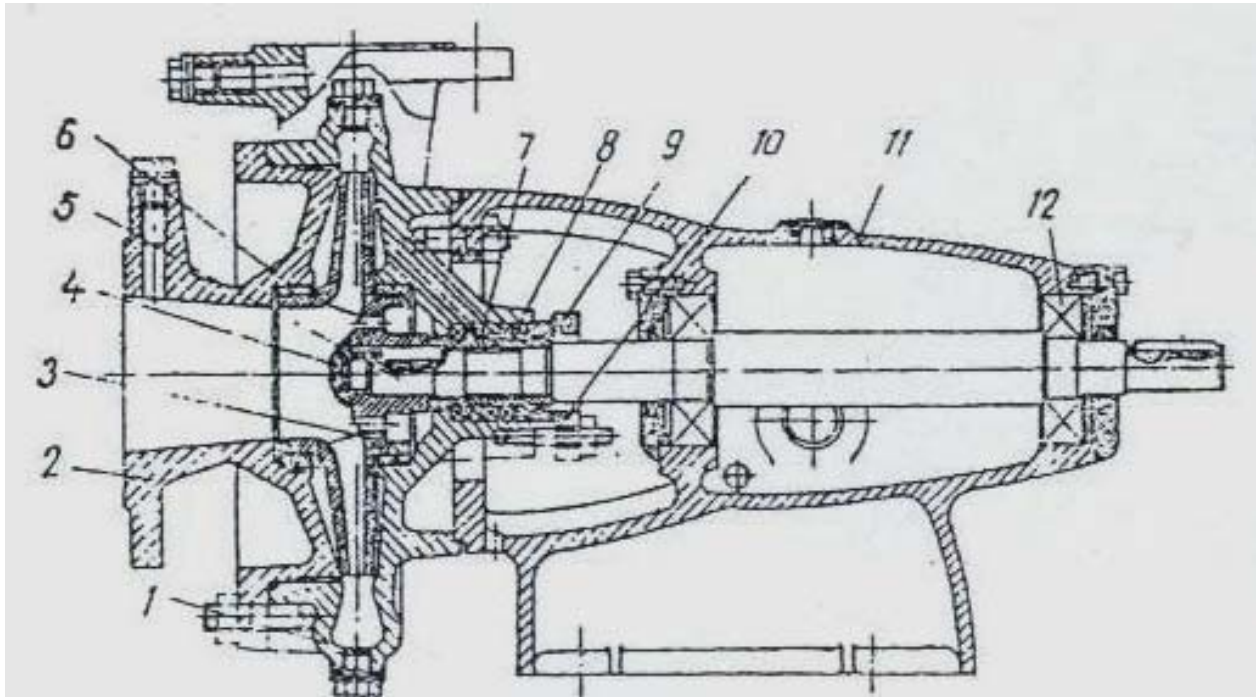
3.9.1. Центрифугални пумпи за чиста вода

Центрифугалните пумпи за чиста вода имаат широка примена не само кога транспортираат чиста вода или незначително загадена (со содржина на цврсти честички до 0,2 mm и 0,1% по маса) со зголемена температура, при која нема потреба од специјално ладење на лежиштата и заптивање на пумпата. Овие пумпи се користат и за транспорт на други течности со вискозност која е блиска до вискозноста на водата и со слаба хемиска активност, која би го оштетила материјалот на пумпата.

По конструкција овие пумпи можат да бидат различни, како на пример: спрема положбата на вратилото може да бидат хоризонтални и вертикални. Според бројот на работни кола на вратилото можат да бидат едностепени и повеќестепени зависно од потребниот напор. Според саканиот проток може да бидат еднострујни и двострујни.

3.9.1.1. Спирални центрифугални пумпи

Прикажани се само некои карактеристични изведби на пумпи за чиста вода. На слика 3.40 прикажана е една центрифугална пумпа со хоризонтално вратило и едно работно коло, во таканаречено конзолно изведување. Произведувачот на оваа пумпа е Jastrebas - Ниш. Работното коло (3) конзолно е насадено на вратилото (5) со помош на навртка (4). Всисниот дел (2) е обликуван како конфузорен хоризонтален дел, а спиралата (1) е потисен дел на пумпата. Вратилото на пумпата е влежиштено во две тркалачки лежишта (12) кои се сместени во конзолниот дел (11). Аксијалната сила се урамнотежува со посредство на отвор кој се наоѓа на основниот венец на работното коло. На всисниот дел – на капакот - поставен е променлив метален прстен (6) кој со венечот на работното коло оформува зазор на всисниот дел на пумпата, а на делот каде вратилото поминува низ спиралата изработена е заптивна кутија со меко полнење (8). Заптивањето се остварува со свиткување на специјалниот дел, т.н. штоп-пиксна (10). За да се заштити вратилото од триење со заптивниот материјал на вратилото се поставува заштитна и променлива чаура (9). Поради отворот за изедначување на аксијалната сила која се наоѓа на основниот венец, на внатрешната страна на заптивната кутија може да дојде до намалување на притисокот, и истиот да биде помал од атмосферскиот. Во таков случај пумпата може да повлече низ заптивката воздух и на тој начин да се прекине всисувањето на течност. Да се избегне оваа појава во заптивната кутија помеѓу мекото полнење се вградува метален прстен (7) во облик на буквата Н и со радијален отвор на него, како што се гледа на слика 3.41. На овој прстен од спиралата на пумпата или некој друг извор се донесува вода под притисок кој го лади мекото полнење и на тој начин се обезбедува хидраулично заптивање и се спречува всисување на воздух.



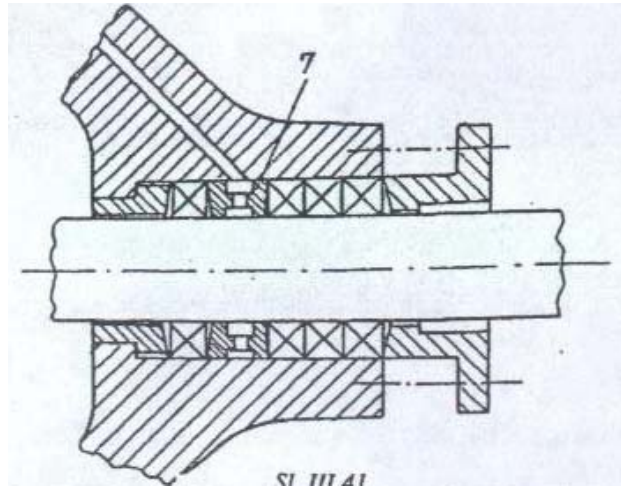
Слика 3.40

Спиралата, всисниот капак и конзолата изработени се од сив лив, работното коло од месинг, а вратилото од квалитетен челик.

Оваквите типови на пумпа можат да имаат и такво конструктивно изведување, т.е. работните кола да се монтираат и на вратилото на погонскиот електромотор и во тој случај отпаѓаат лежиштата на пумпата и тогаш тоа е моноблок од пумпа и мотор.

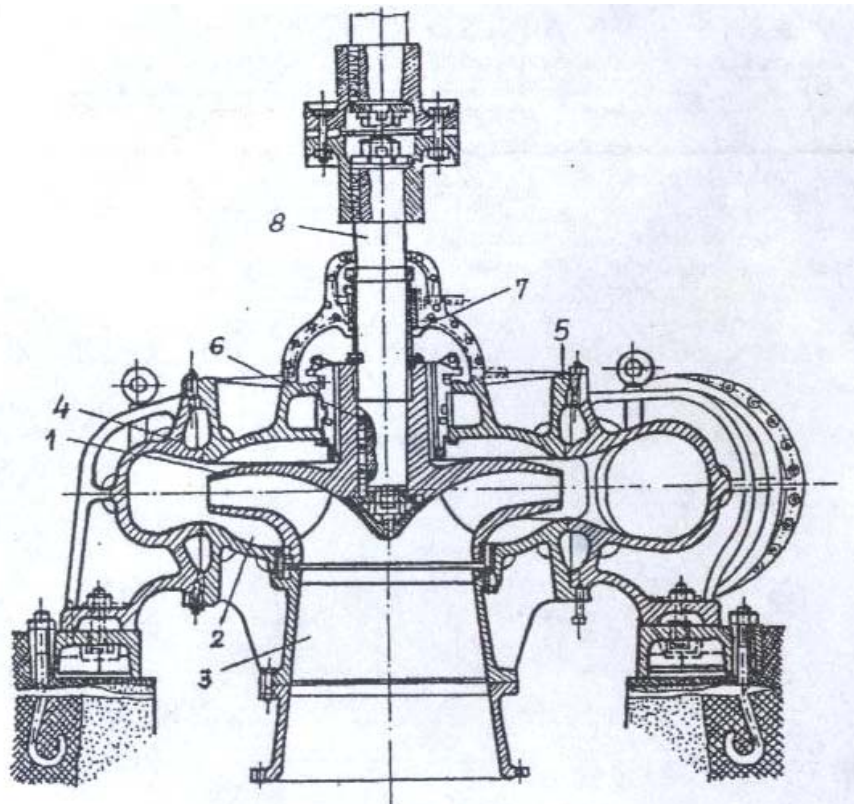
Пумпи се погонуваат со трофазни или монофазни електромотори со брзина на вртења $n=1450$ или 2900 o/min. Работат од најмал до најголем проток и за среден напор. Работат со вода до температура од 80 °C.

Вертикална конзолна пумпа прикажана е на слика 3.42. Тоа е обична пумпа, со големи габарити и со голема моќност. Оваквата пумпи е советска конструкција и има ознака 28 V 12. Работното коло (1) е поставено на крајот од вратилото (8). Всисниот конфузур (3) поврзан е со всисниот капак на спиралата (2). Потисниот дел - спирала (4) поврзан е со помош на друг капак (5) во кој е вградено лизгачко лежиште на пумпата (6) и изведено е заптивање со вентилот (7). Радијалното лежиште е снабдено со лигнофоловна чаура, која се подамачкува со чиста вода која се доведува под надпритисок од 7-10 m H₂O поголем од оној која пумпата го остварува, т.е. напорот на пумпата и со проток од 0,1 - 1 (l/s).



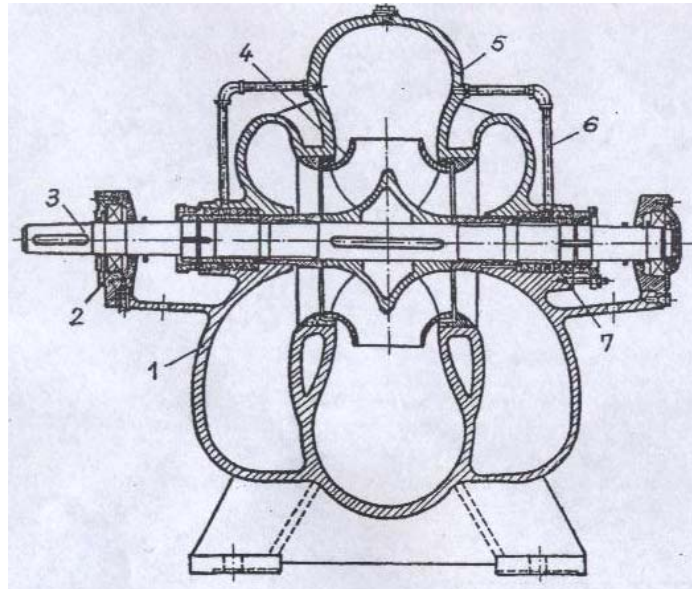
Слика 3.41

Понекогаш се користат и специјални гумени лежишта. Процепот на предната страна на работното коло се остварува со помошна заштитен прстен кој се монтира на работното коло и на всисниот капак. Вратилото на пумпата е споено со вратилото на моторот, со посредство на крута спојница со обод. Аксијалната сила на пумпата ја превзема лежиштето на електромоторот, кој обично е од сегментен тип.



Слика 3.42

Работното коло обично е изработено од сив лив или лиен челик што зависи од напорот кој го остварува пумпата. Спиралата, предниот и задниот капак и конфузорот исто така се изработени од сив лив. Вратилото е изработено од кован челик. Делот од вратилото, кој доаѓа во допир со заптивниот материјал, обично се заштитува со чаура, која е изработена од нерѓосувачки челик и може да се менува кога ќе се оштети.



Слика 3.43

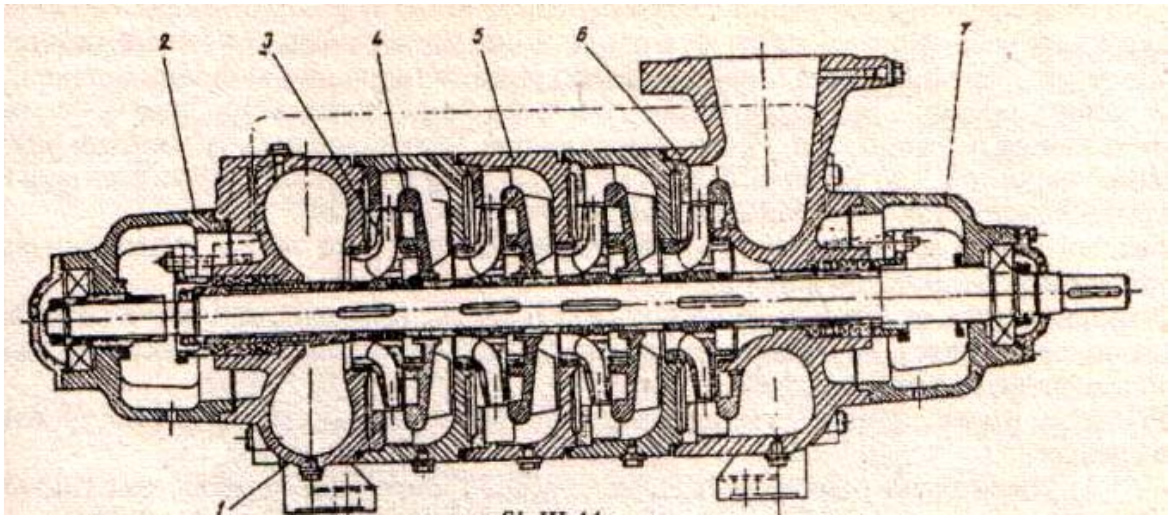
Вертикалните пумпи во вакво изведување се користат за проток од 1 - 20 m^3/s и напор од 20-100 m. Наоѓаат широка примена во системот на пумпни станици за снабдување на населението, градовите и индустријата со вода.

Едностепенна двострујна пумпа е прикажана на слика 3.43. На делот пумпа (1) поставен е капакот (5) што значи дека спиралата е поделена во хоризонтално рамнини. Работното коло (4) поставено е на вратило (3) кое е влежиштено во тркалачки лежишта (2). Потисниот канал е спирален и завршува со дифузореен дел. Висисниот канал има кружен пресек кој постепено поминува и завршува во полуспирален канал. Работното коло е изработено од обоен метал или сив лив, а спиралата од сив лив, додека ватилото од квалитетен челик. Овакви пумпи се користат за проток $Q = 0,1-4 m^3/s$ и за напор $H = 12-150 m$. Имаат широка примена во водоснабдување, за наводнување и др..

Овде треба посебно да се укаже на едно и да се свати дека кај двострујните пумпи не може да дојде до појава на осни сили. Меѓутоа, како што се знае, работните кола се изработуваат со лиење, па може да дојде до некои отстапувања во технологијата на изработка на двете половини на работното коло кои не се симетрични, па секогаш постои можност да дојде до појава на аксијална сила, за што треба да се води сметка.

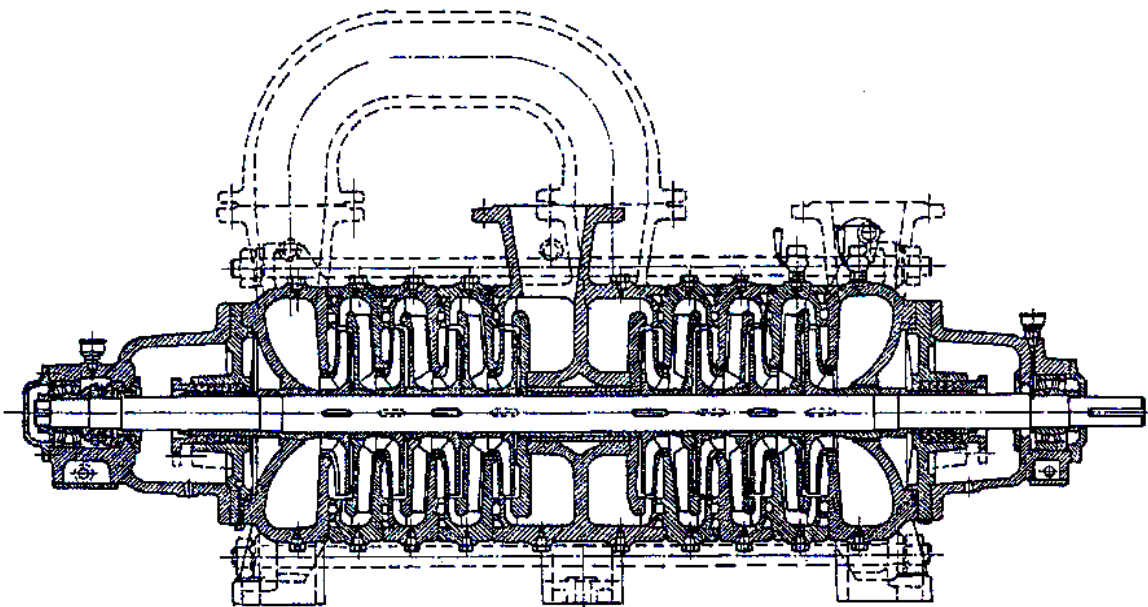
3.9.1.2 Повеќестепени центрифугални пумпи

Овие пумпи, во принцип се наменети за големи напори и мали протоци.

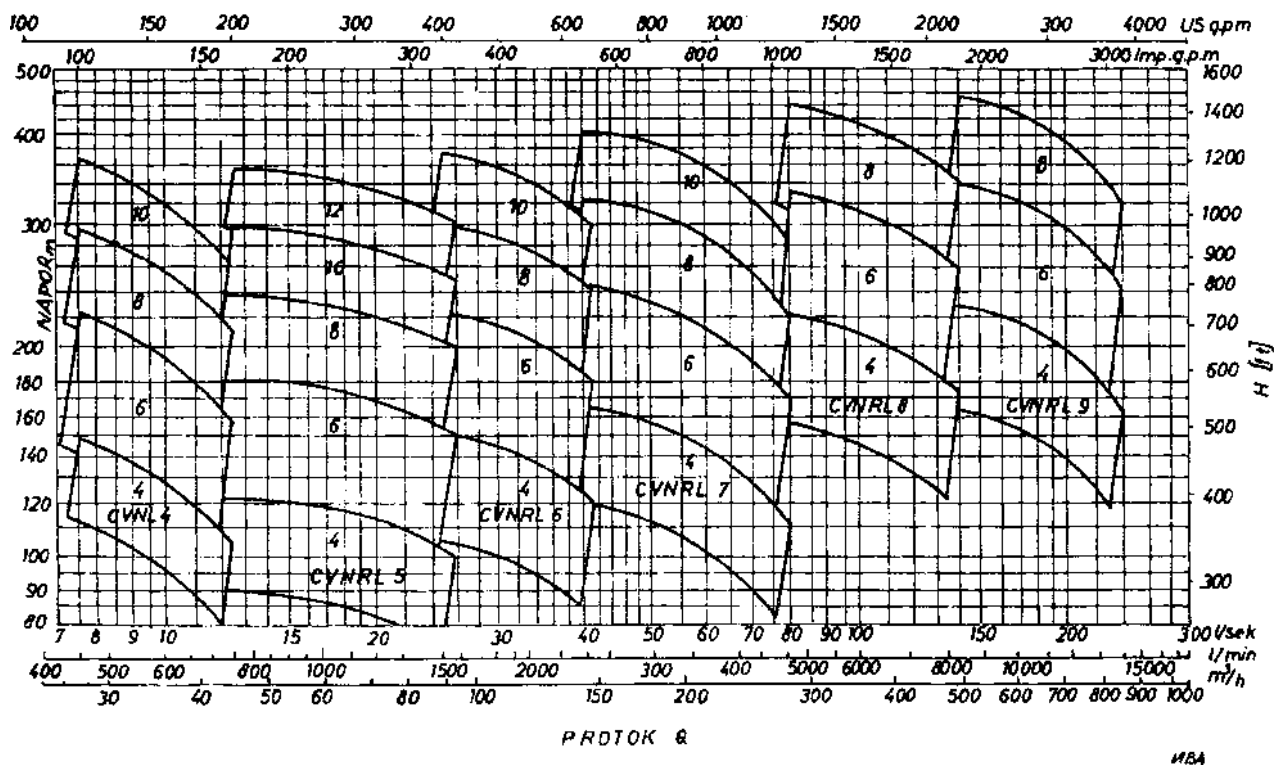


Слика 3.44

На слика 3.44 е прикажана една четиристепена центрифугална пумпа. Составни делови на оваа пумпа се: всисно куќиште (1), меѓустепени (5), лопатичен спроводен апарат (4), потисно куќиште (6) и лежишта (2). Работните кола (3) се поставени на вратилото на пумпата (7). Работните кола се раздвоени со дистанциони чаури. Сите елементи на пумпата се поврзани меѓусебно со четири долги завртки. Вратилото е изработено од квалитетен челик, а лежиштата ја примаат аксијалната сила која делува на работното коло. Според тоа, лежиштата се тркалачки и може да ја примаат аксијалната сила.



Слика 3.45



Слика 3.46

Повеќестепените центрифугални пумпи работат во широк дејпазон на проток и напор. Досега најголемата изведена конструкција има 16 степени, односно 16 работни кола поставени на вратило. Напорот кој може да се оствари достигнува $N=1000-1200$ m. Кај големи и одговорни пумпи во погон и со голема брзина на вртење се користат лизгачки лежишта. Овие пумпи работат со проток $Q=0,08 - 0,2$ m³/s.

Повеќестепените центрифугални пумпи можат да бидат и во вертикална изведба. Протокот на овие пумпи е $Q=0,001-0,15$ m³/s и напор $H=10-500$ m. Дозволена големина на цврсти делови во водата кај пумпи со поголем потисен пресек е 6 mm, а кај пумпи со потисен цевковод до $\varnothing 80$ mm е 3 mm.

На слика 3.45 е прикажана една повеќестепена центрифугална пумпа CVNRL-7 со 8 степени за проток $Q=0,04 - 0,08$ m³/s и напор $H=328 - 315$ m. За погон на пумпата се користи електромотор со снага $P=315$ kW при брзина на вртење $n=1450$ o/min. Пумпата е произведена во фабрика за пумпи Jastrebac-Ниш и е поставена во работилницата Velenje –P. Словенија.

Пумпите од овој тип CVNL се применуваат првенствено за одводнување на рудници (подземна експлоатација) и термоелектрани. Можат да работат со нечиста вода при релативно висок напор.

На слика 3.46 даден е производен програм и област на примена на центрифугалните пумпи од тип CVNL.

За поширока примена на пумпите заради различни потреби одреден е поширок проточен напорен интервал, но при тоа мораат да задржат висока енергетска и кавитациска карактеристика на пумпата и исто работно коло.

Работна област на примена на пумпата преставува поточно - напорен интервал кој може таа да го покрие при доволно висок степен на искористување и задоволувачка резервна енергија Δh_{kr} . Бараната работна област на примена може да се оствари со помош на скратување на работното коло, а кај завојни и осни пумпи и со завртување на лопатките на работното коло, доколку е тоа изводливо, или со регулациско предколо ако е вградено.

Ознаката CVNL и CVNRL со број означува вид и големина на пумпата, а броевите во поедини полиња означуваат број на степени, односно број на работни кола и областа на примена на работното коло во нормално и скратено изведување.

3.9.2. Центрифугални пумпи за топла и врела вода

Во многу случаи потребно е да се транспортира вода при температура која е поголема од 80 °C и тогаш веќе споменатите пумпи не можат да работат нормално. Во повеќе случаи температурата на водата која се транспортира достигнува до 150-160 °C и повеќе, а понекогаш и напорот е доста поголем.

Центрифугалните пумпи за топла вода најчесто работат во топлотни системи во станбени и индустриски згради, оранжерии, во техничките системи на индустриските претпријатија, додека пак центрифугалните пумпи за врела вода работи во термоелектраните за напојување на парните котли со вода.

Кај овие центрифугални пумпи карактеристично е тоа што се предвидува интензивно ладење на лежиштата и заптивките. На овој начин се создаваат услови за нормална работа и ладење на вратилото и виталните делови. Покрај ладењето на вратилото, потребно е да се овозможи и слободно температурно ширење на деловите од кои е составена пумпата, а да не се наруши центричноста и динамичната стабилност на работното коло или работните кола. Херметичност на пумпата, исто така, мора да се обезбедат посебно при големи напори. Како важно прашање при работата на овие пумпи е и прашањето за антикавитациската работа, бидејќи со зголемување на температурата на водата кавитациските услови се влошуваат.

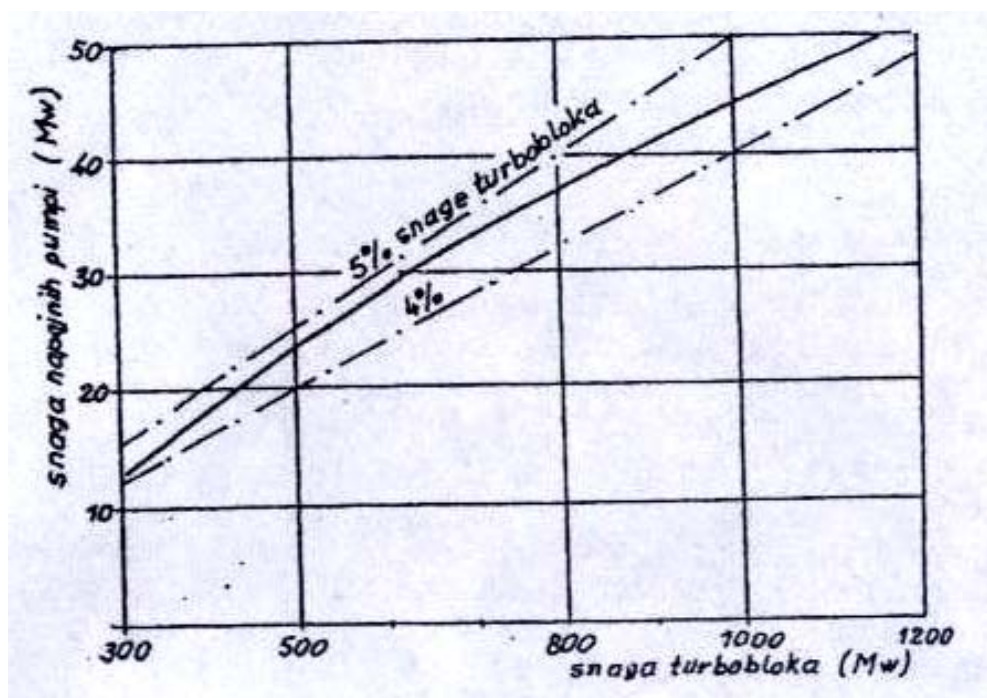
За центрифугалните пумпи кои работат во термоенергетските објекти (термо и нуклеарни електрани) се поставуваат посебни услови.

Напојните пумпи се применуваат за транспорт на хемиски припремена вода во парен котел на термоенергетскиот блок. За исполнување на задачите во шемата на современите термоелектрани, напојните пумпи завземаат основно енергетско место.

При избор на напојна пумпа за термоенергетскиот блок се поставуваат низа специфични услови, како на пример:

1. Конструкцијата на пумпата мора да има надворешна и внатрешна херметичност и доволно температурно ширење при променлива температура на транспортираната течност,
2. Пумпата мора да биде динамички стабилна во сите подрачја на работниот режим,
3. Пумпата треба да работи сигурно и долгорайно (не помалку од 10.000 часа) без влошување на работните параметри и можност за брза замена на основните делови и подсклопови,
4. За стабилна работа во системот посебно при паралелна работа, пумпата мора да има стабилна крута Q-N крива во интервал на протокот од 30% од номиналниот проток. Како илустрација се наведува дека по техничките прописи во САД кај напојните пумпи напорот при проток $Q=0$ не смее да биде од 115% од номиналниот напор на пумпата,
5. Кај напојните пумпи се применува електричен и турбински погон.

Високите работни притисоци на парните котли условуваат и висок работен напор (притисок) на напојните пумпи кои се за 40-50% поголеми од притисокот на парата во парниот котел. Протокот е релативно мал и изнесува околу $0,21 \text{ m}^3/\text{s}$ за турбоблок од 200 MW и приближно расте за околу $0,11 \text{ m}^3/\text{s}$ за секој следни 100 MW. Моќноста за погон на ваквите напојни пумпи е релативно голема и изнесува 4-4,5 % од силата на турбоблокот. Моќноста на напојните пумпи на современ турбоблок, изнесува по неколку MW, па поради тоа овие пумпи спаѓаат во групата на основна опрема, заедно со котелот и турбината на термоенергетскиот блок. На сликата 3.47 даден е дијаграм на зависност на моќноста на напојните пумпи од моќноста на турбоблокот [12].

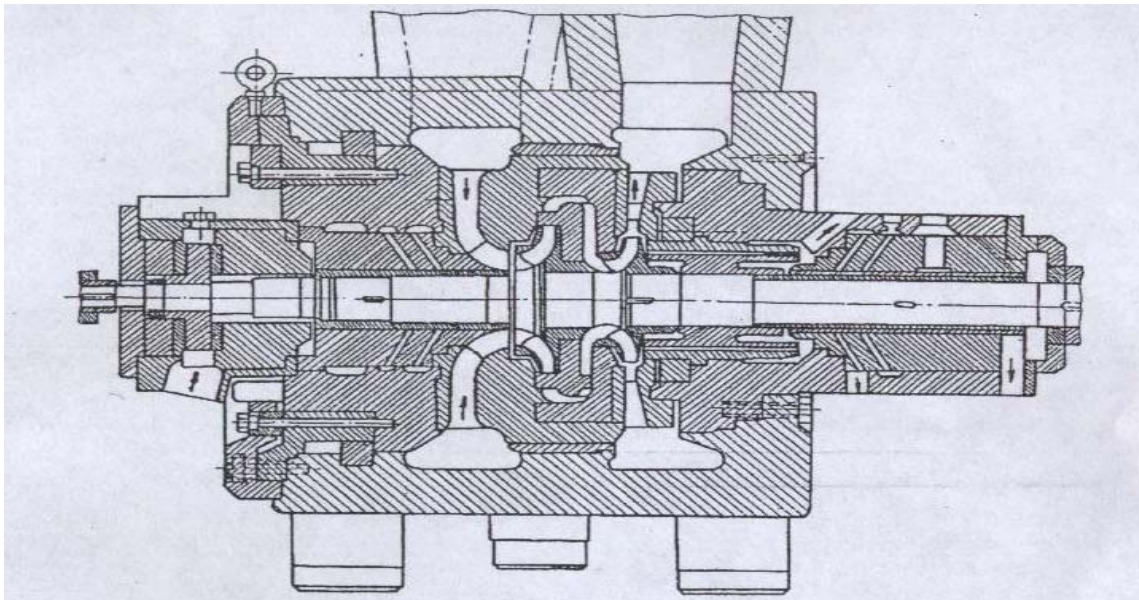


Слика 3.47

Напојните пумпи ги напојуваат парните котли под притисок од 3,9 (40), 9,8 (100), 13,7 (140) МРа(ат). Со оглед на ваквите работни притисоци, тие значително влијаат и на конструктивната шема на напојните пумпи /8/.

Наведените работни услови и барања поставуваат низа проблеми при конструкција на напојните пумпи, како што се: избор на оптимален погон, решение на проблемот со кавитација, избор на соодветни материјали, проблем на тоplotна дилатација и напон, обезбедување на заптивност и динамична стабилност во сите работни режими, како и урамнотежување на осна (аксијална) сила.

На слика 3.48 прикажана е оригинална конструкција на двостепена напојна пумпа која дава проток $Q=0,32 \text{ m}^3/\text{s}$ при брзина на вртење $n=144 \text{ s}^{-1}$ (8650 o/min) за термоблок од 660 MW, фирмата Сулзер (Швајцарија).



Слика 3.48

Работните параметри на степените се следни:

Параметар	I степен	II степен
Напон (m)	1157	760
Сила (kW)	4600	3090
Пречник на работно коло(mm)	340	200

Конструктивни особини на оваа пумпа се мал број на степени и лесна монтажа и демонтажа.

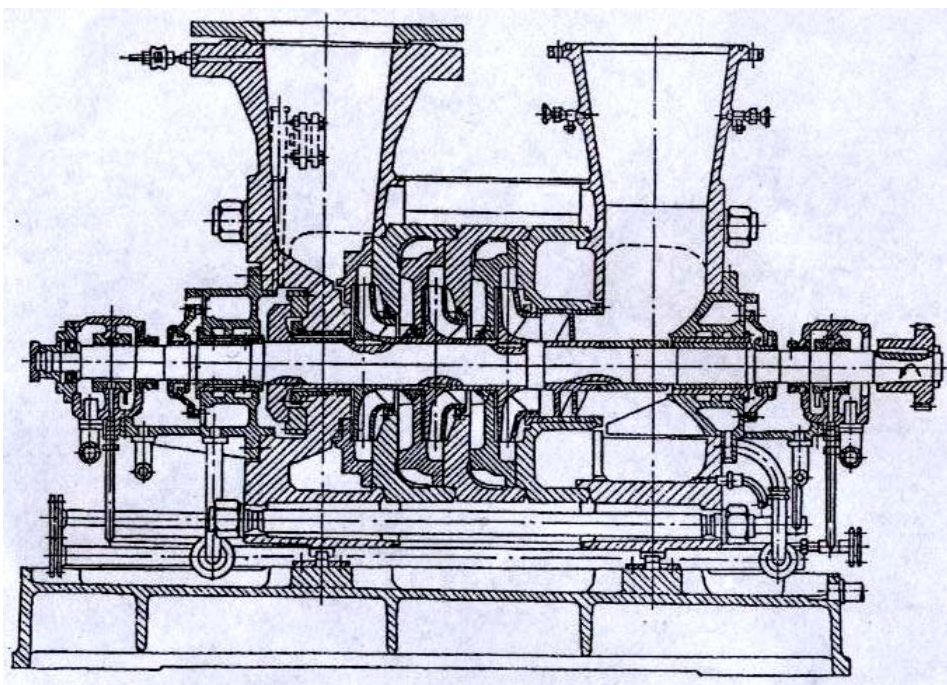
Работните кола се изработени од хром-кобалт челик и имаат специфична брзина вртење $n_q=27-33$. Осната (аксијална) сила се урамнотежува со растеретен диск. Дел од нерастеретената аксијална сила ја превземаат лизгачките лежишта. Врската помеѓу пумпата и погонот се остварува преку еластични спојки со метални елементи. Погонот на пумпата е од потисната страна.

Заптивачето на споевите на внатрешниот оклоп помеѓу деловите на висок и низок притисок се остварува со самозаптивна плетена азбестна плетенка, која со успех заптива при притисок од 52 МПа и температура на водата од 160 °С.

Лизгачките лежишта максимално се приближени на работното коло поради намалување на распонот на вратилото. Зголемувањето на зазорите во степените, крутоста на вратилото и растеретниот диск даваат можност да пумпата краткотрајно работи и при создавање на пара во проточниот дел на пумпата во случај бустер пумпата да испадне од работа.

Оваа напојна пумпа спаѓа во групата на т.н. Барел-пумпа, т.е. пумпа со двојно кукиште (оклоп). Spreма податоците од производителите конструкцијата на пумпата дозволува да се изврши демонтирање и повторно монтирање за 8 саати.

За нуклеарни (атомски) електрани, особено за парогенераторските енергетски блокови за работа во нормален и хавариски режим на работа се применуваат специјални напојни пумпи (SPE).



Слика 3.49

На слика 3.49 е прикажана специјална пумпа за парогенератор на нуклеарна електрана од тип SPE – 1650-75 (СССР) со основни податоци, проток

$Q=0,458 \text{ m}^3/\text{s}$, напор $H = 830 \text{ m}$, температура на течноста $170 \text{ }^\circ\text{C}$. Дозволената резервна енергија Δh не е помала од 15 m од столбот на течноста. Брзината на вртење $n=48,25 \text{ s}^{-1}$ (2985 o/min). Моќноста за погон на пумпата $R=4100 \text{ KW}$, а масата на пумпата е 9000 kg .

Особина на оваа пумпа е тоа дека пред првото работно коло има поставено завојно коло. Примената на ваквата конструкција дава можност да се избегне примената на бустер пумпа. Вклученото завојно коло овозможува пумпата да работи во подрачјето на развиена кавитација и тогаш обезбедува безкаватациска работа на степените. Работното коло изработено е од легиран хром челик отпорен на кавитација. За намалување на кавитациското оштетување на предколото на пумпата (завојно коло) има зголемени зазори по надворешниот пречник.

Пумпата и електромоторот се поставени на посебни фундаментни плочи, а врската е изведена преку запчести спојници.

Пумпата е тростепенa, со секциско изведување и има лизгачки лежишта. Аксијалната сила се растеретува со помош на растоварниот диск.

На слика 3.50 дадена е топлотна шема на термоенергетски блок од 300 MW со вградени пумпи.

Пооделни составни елементи на шемата се: 1 - главна напојна пумпа, 2 - резервна на напојна пумпа, 3 - Бустер пумпа, 4 - кондензатна пумпа, 5 - дренажна пумпа, 6 - циркулациона пумпа, 7 - експонзионен сад, 8 - предграјач на напојната вода со висок притисок, 9 - предграјач на низок притисок, 10 - ејектор, 11 - ладилник.

3.9.3. Подводни (потопени) пумпи

Кога се наметнува потреба за црпење вода од големи длабочини, потопените пумпи имаат значајна предност во однос на сите други лопаткини пумпи. Оваа предност се однесува, во прв ред, во поглед на градежниот дел, бидејќи се работи за пречник на бунарот или бушотината до $8''$ (најголем пречник на бушотината може да биде до 200 mm), ниска цена на чинење на пумпната постројка, како во поглед на опрема, така и во поглед на одржување, практично безшумна работа, нема проблем со кавитација, бидејќи пумпата е потопена во вода и има релативно висок степен на полезно дејство.

Пумпите во стандардна изведба наоѓаат широка примена за црпење на чиста вода во сите области на стопанството, а посебно за снижување на нивото на подземните води во рударството и градежништвото. Пумпите и моторот се изградени во облик на моноблок и истиот е закачен и виси на потисниот цевковод. Работните кола на пумпите може да бидат чисто центрифугални или завојни, зависно од потребните карактеристики и пречникот на бунарот, односно

бушотината. Всушност, ова е конструкција на повеќестепена вертикална пумпа. Работните кола на пумпата се изработени од бронза, а вратилото од квалитетен нерѓосувачки челик, а лежиштата се од гума. Аксијалната сила на пумпата ја превзема аксијалното лежиште на електромоторот.

Помеѓу погонскиот електромотор и пумпата е вградена решетка која овозможува да се врши доток на вода до влезот на пумпата. Внатрешноста на куќиштето на електромоторот е исполнето со емулзија од глицерин и чиста вода и е заштитен од доток на песок и нечистотија од бушотината. Лежиштата на моторот се лизгачки.

Областа на примена на овие потопени пумпи е $Q = 2-45 \text{ l/s}$ ($0,002-0,04 \text{ m}^3/\text{s}$) и за напор $H = 15-150 \text{ m}$ во зависност од големината на пумпата. Пумпата, во зависност на пречникот на бушотината и потребниот напор т.е. длабочина, може да има од 1-20 степени.

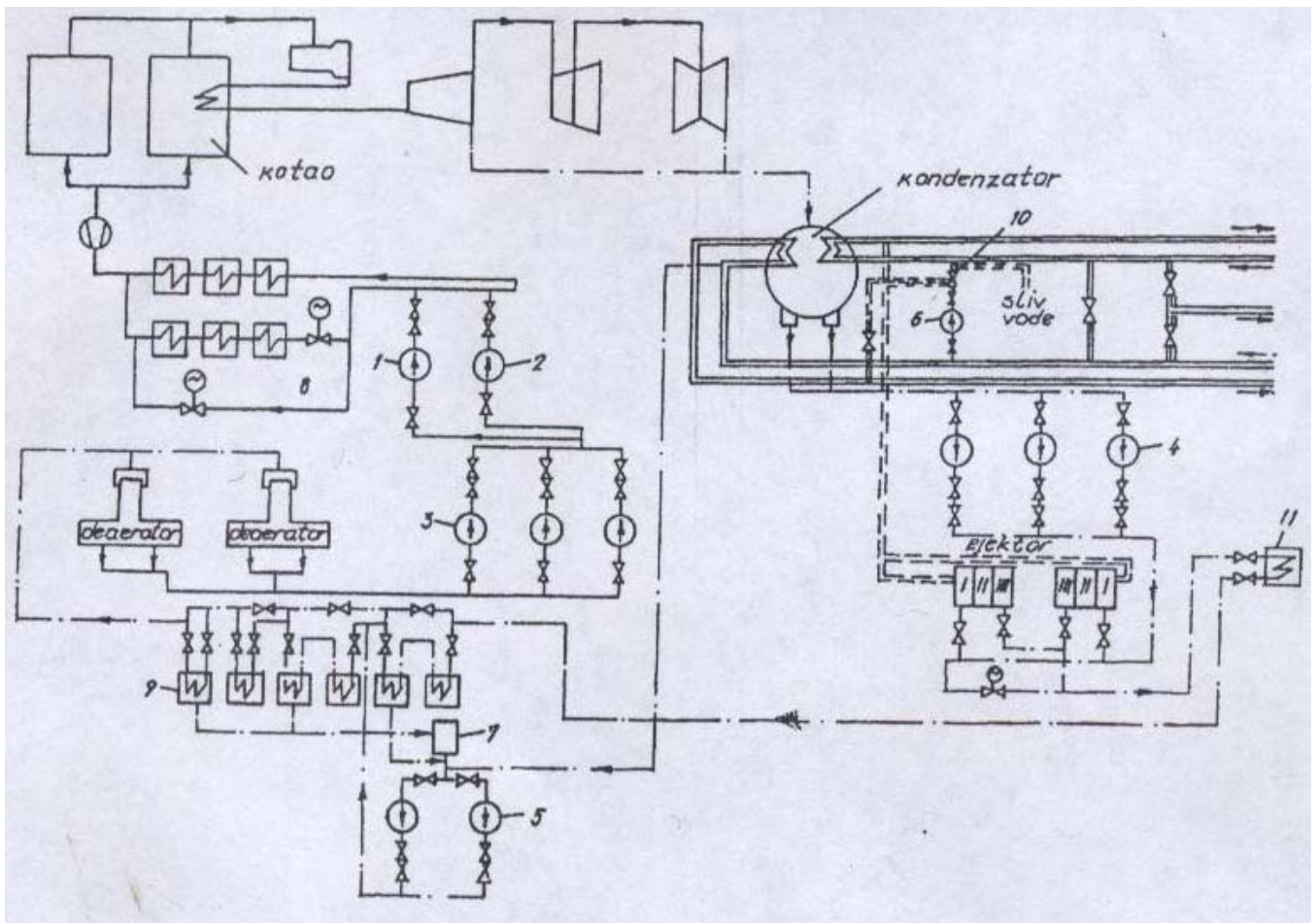
На слика 3.51 прикажана е една потопена пумпа. На потисниот цевковод (1) поставена е една тристепена пумпа со завојни работни кола (2). Пумпата преку спојница (4) е поврзана со специјален мотор (5), а помеѓу пумпата и електромоторот се наоѓа всисна решетка (3).

На слика 3.52 прикажана е шема на пумпна инсталација на подводна пумпа со соодветна автоматика и заштита од работа "на суво".

3.9.4 Милни-потопни пумпи

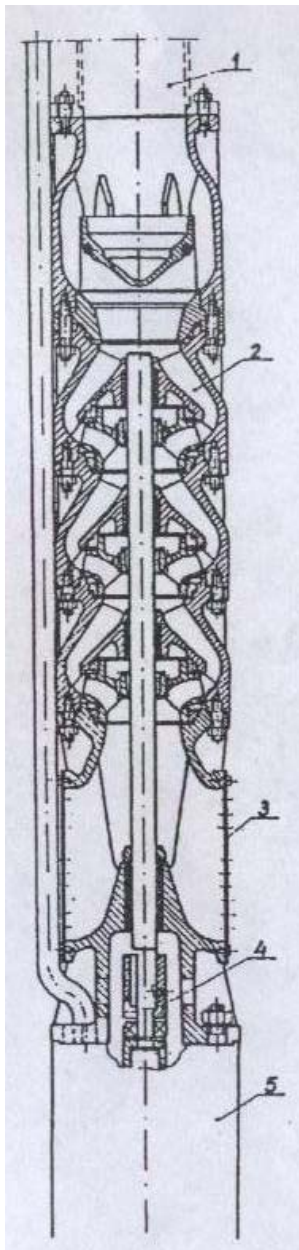
Во оваа група на пумпи спаѓаат центрифугалните преносни пумпи, кои можат да се користат во рударството и за снижување на нивото на подземните води. Водата, која со овие пумпи се транспортира, може да содржи и абразивни честички со големина до 5 mm, а вкупниот масен дел на цврстите состојки може да биде до 30 % од масениот проток (слика3.53).

Пумпите се едностепени. Се изведуваат во облик на преносен моноблок со погонски електромотор. Куќиштето на електромоторот не пропушта вода, и поставен е така да водата, која пумпата ја потиснува, го опструјува до излез во потисната цевка и со тоа погонскиот електромотор се лади. Проточните делови на пумпата се обложени со гума за да се ублажи абразивното делување на течноста, која се транспортира. Работното коло е изработено од квалитетен високолегиран челик и е од отворен тип, т.е. има само основен венец со лопатки. Вратилото за пумпата и моторот е заедничко. Пумпниот дел е одвоен од електромоторот со помош на маслени меѓукомори заптиени на пумпата со механичка заптивка со тврди клизни прстени, а спрема моторот со пар гумени заптивки од семеринг тип. Пумпата со потисниот вод се спојува со помош на пожарникарни спојници со продолжеток. Потисниот вод е од синтетички материјал. Овие преносни пумпа се градат за проток од $Q = 0,05 - 0,022 \text{ m}^3 / \text{s}$ и за напор $H = 5 - 32 \text{ m}$.

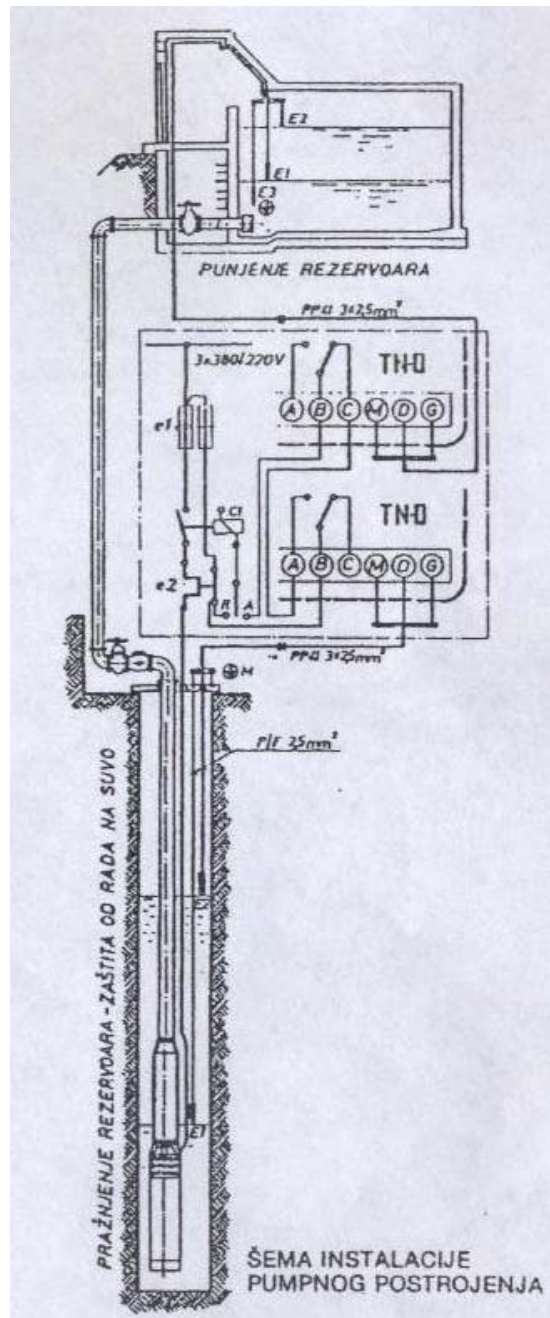


Слика 3.50 Топлотна шема на термоенергетски блок со моќност 300 MW

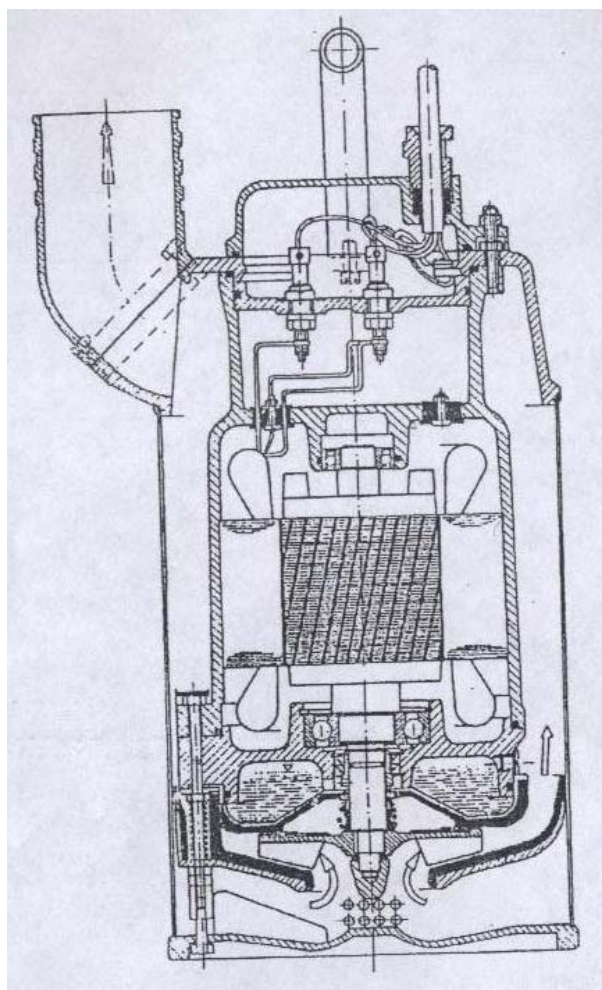
- 1 - главна напојна пумпа, 2 - резервна на напојна пумпа, 3 - бустер пумпа,
- 4 - кондензатна пумпа, 5 - дренажна пумпа, 6 - циркулациска пумпа,
- 7 - експонзионен сад, 8 - предгревач на напојна вода со висок притисок,
- 9 - предгревач на низок притисок, 10 - ејектор, 11 - ладилник.



Слика 3.51



Слика 3.52



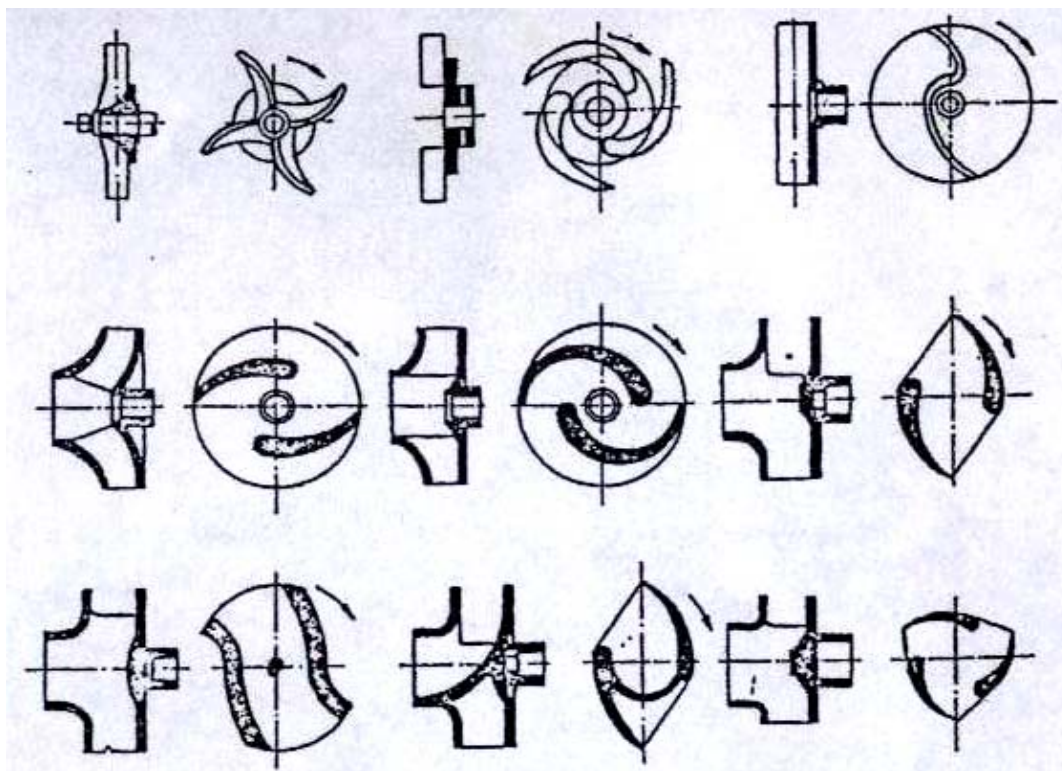
Слика 3.53

3.9.5. Пумпи за нечисти и густи течности (фекални пумпи)

Отстранувањето на канализационо-отпадните води од градовите, населените места како и многу индустриски објекти, поставува посебни потреби за соодветните пумпни постројки. За оваа потреба пумпите мораат да имаат широк проточен пресек, да немаат агли во струјниот простор, каде би можела да се насобере нечистотија. Бидејќи од пумпите, кои се употребуваат за пренесување нечисти и густи течности од различен вид во индустријата и градежништвото се поставуваат слични барања, затоа пумпите ќе се разгледуваат заедно.

За изградба на центрифугалните пумпи за наведената намена меродавни се, пред се, два услови: обликот на работното коло мора да биде таков, да не може да дојде до зачепување во меѓулопаткините канали, а при пренос на мешавина која нагризува или е абразивна, внатрешните делови се заштитени со вградување на заменливи видни облоги од особено отпорен материјал или гума. Во повеќето случаи течноста сама дотекува до пумпата, бидејќи вентилот на висната корпа не заптива секогаш сигурно.

При транспорт на нечисти и густы течности неопходно е да се обрати внимание на фактот што во пумпата нема можност за таложеење на ситни честички кои се наоѓаат во течноста (двофазни и повеќефазни системи).



Слика 3.54

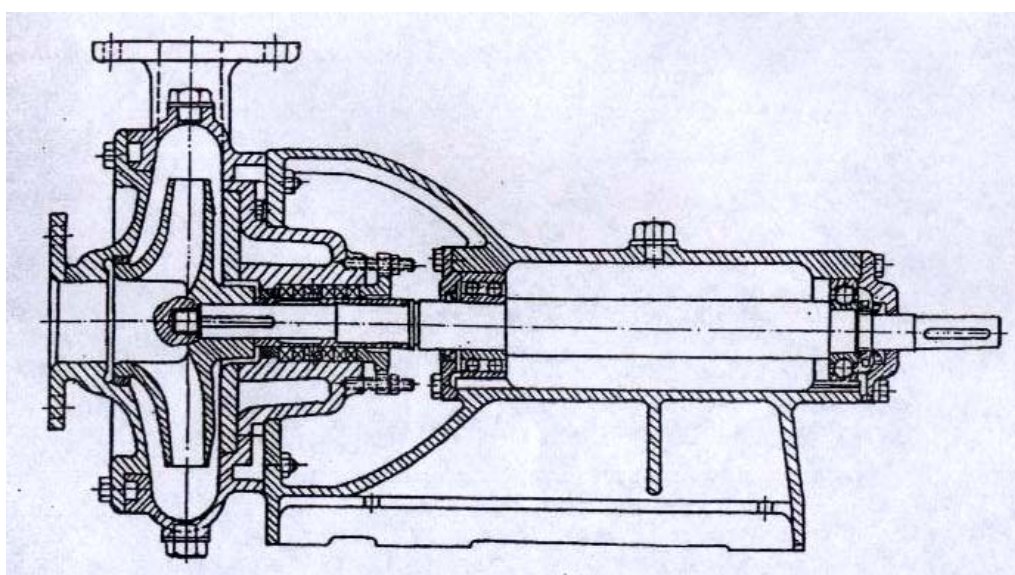
Вратилото на пумпата воопшто не треба да поминува низ просторот каде струи течноста, бидејќи вратилото може да се обложи со влакнести честички од течноста. Поради ова за пренесување нечисти и густы течности треба да се применуваат само пумпи со едностран влез на течност. Ако е невозможно да се избегне двостран влез на течноста во работното коло или поставување на лежишта на двете страни на вратилото, тогаш се препорачува заштита на вратилото со чаура која не се врти заедно со него. Важен услов, исто така е, да сите внатрешни делови бидат лесно пристапни. Заради тоа, ваквите пумпи треба да имаат отвори за лесно чистеење на работното коло и останатите делови. Својствата на течноста, која се пренесува, дејствуваат на обликот на работното коло. При пренесување на влакнести материјали често пред работното коло се поставува делител со остри рабови, кои ги сечат влакната што се задржуваат на него. На слика 3.54 прикажани се различни облици на работни кола кои се применуваат за овие пумпи. При транспортирање на течности, кои предизвикуваат силно механичко абење, како на пример двофазни течности кои содржат пепел, шљака, глина, песок и други механички состојки се изработуваат со облога за да се заштитат од силно оштетување. За заптивките, а понекогаш и за зазорите на работните кола, често се доведува вода од страна, доколку тоа го дозволуваат условите.

На слика 3.55 е прикажана фекална пумпа КР-V од фабриката за пумпи "Јастребац", за пренос на канализациони фекалии и други нечисти течности. Пумпата има работно коло со четири канали (меѓулопаткини простори) и е изработено од бронза.

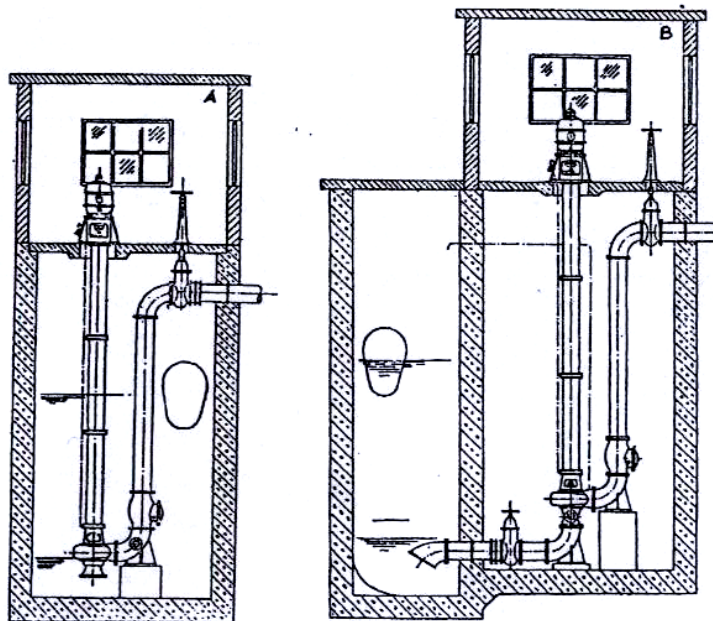
Работните кола може да биде изработени со едно, две или четири канали, од затворен или отворен тип. За неутрални и алкални течности ($pH=7$) спиралата и работното коло се од сив лив, додека за кисели течности ($pH<7$) тие делови се изработени од бронза, односно од челик отпорен на киселини.

Овие пумпи можат да се изведат во хоризонтална и вертикална изведба. На слика 3.56 е прикажана вертикална изведба на фекални пумпи и тоа во суво и водено изведување.

Одлучувачки фактор при избор на положбата на поставување на пумпата е висината на водата на всисната страна на пумпата. Ако нивото лежи пониско од највисоката дозволена висина на всис на центрифугална пумпа, т.е. 8 до 10 метри под површината на пумпата, како што е вообичаено кај длабоките бунари, тогаш пумпите се поставуваат потопени во вода "мокра изведба" (слика 3.56-A). Тоа е пумпа со спирала и потисен цевковод, кој се поставува на страна, паралелно со вратилото на пумпата. Ако кај избраната пумпа не е голема дозволена висина на всисување или ако условите на струење при влез во пумпата бараат и доток на вода, тогаш се изведува "суво" поставување на пумпата или просторијата за пумпа толку се спушта, за да сигурно се добие потребната висина на всисување, односно доток. На тој начин "суво" поставување на пумпа може да се употреби и за длабочина од преку 6-8 метри под пумпната станица. Границата лежи нешто околу 10 метри (слика 3.56-B). За многу длабоки бунари најповолни се пумпите со вертикално вратило заради заштедата на простор.



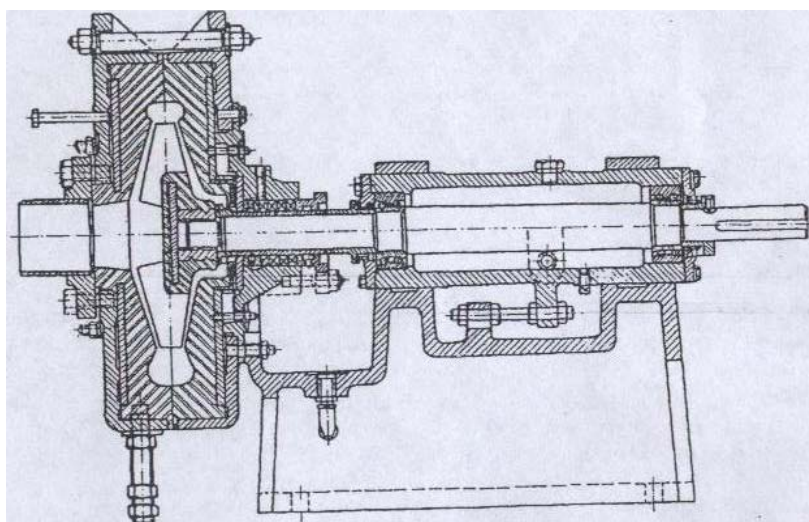
Слика 3.55



Слика 3.56

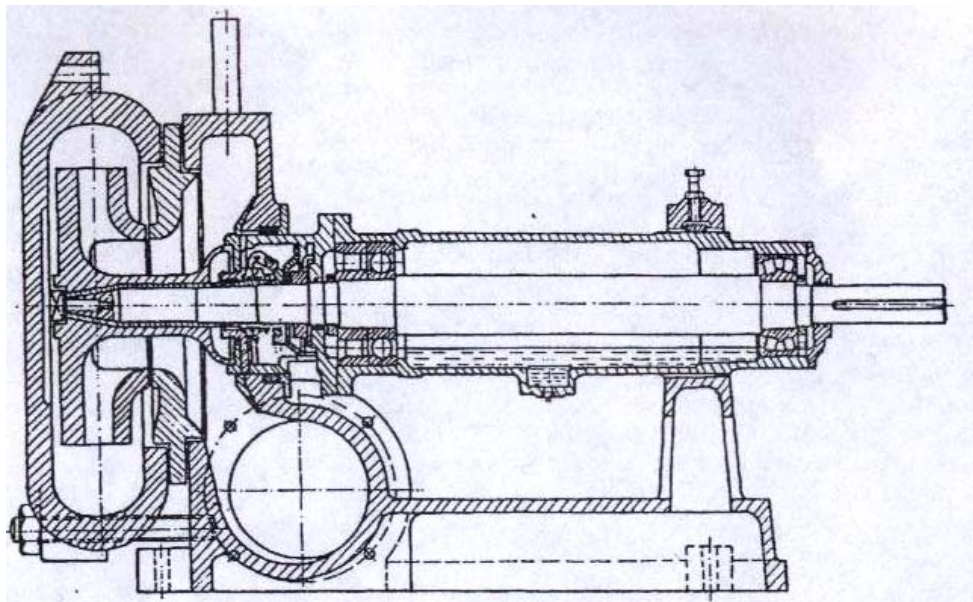
Одлуката, која од трите начини ќе се земе, т.е. "мокри", "суви", вертикални или хоризонтални, треба да се донесе на основа на разгледување и меѓусебно споредба на потребниот простор и место, трошоците за машински и градежен дел, како и степенот на искористување и спрема пресметката на погонските трошоци.

За течности кои поради своите кашести особини лесно предизвикуваат затварање и фаќање кора во пумпата или ако се абразивни течности како мешавина на песок и вода, успешно се користи пумпа со капак GP 3 x 3 (слика 3.57), која ја произведува фабриката за пумпи "Јастребац". Без разделување на цевководот, поклопецот може да се отвори со одвртување на завртката и пумпата да се исчисти.



Слика 3.57

Многу се употребуваат и таканаречените пумпи за транспорт на материјал помешан со вода, и тоа: за транспорт на земја при чистење на дното на канал за поминување на бродови, за одведување на песок и кал при припрема на земјиште за градежни цели, за водено заматување во сидарството и на многу други места, како на пример, за транспорт на шљака од термоелектрана се употребуваат WP пумпи. На слика 3.58 е прикажана WP-6" - пумпа, производство на фабриката за пумпи "Јастребац", која е наменета за преточување на хидросмеса песок со вода и слични медиуми. Се произведуваат во четири величини со потисен приклучен пречник 2", 4", 6" и 8". Спиралното куќиште, работното коло и меѓуплочата се изработени од тврд сив лив (околу 450 НВ), а останатите делови од сив лив, додека вратилото е изработено од квалитетен челик. Всисниот приклучок е хоризонтален во долниот дел на од фундаментот на пумпата, додека потисниот приклучок е излиен заедно со спиралното куќиште, поставен вертикално нагоре. Врската на пумпата со потисниот цевковод може да се оствари на два начина: преку специјални спојници со цевни навои, односно преку прирабница со приклучок за гумено црево. Пумпите од овој тип работат исклучиво со доток на вода. Системот на заптивање е механички и е решен со согласност со барањето кој се поставува за цевен транспорт на флуид. Тоа се таканаречените "рефулерни" пумпи.



Слика 3.58

3.9.6. Пумпи за течности кои нагризуваат (киселини)

Пренесувањето на течностите кои нагризуваат, а особено на киселините од сите видови, солените раствори и многу други течности долго време било прилично тешко. Денес за оваа област за користење на пумпи се располага со голем број добри конструктивни материјали.

Изборот на материјал за производство на пумпата е за секој случај посебен. За вода со хемикалии, како и за вода што содржи хумусна киселина, солена вода и слично сите проточни делови на пумпата, кои доаѓаат во допир со течноста, се изработуваат од легура на хром или сив лив. При пренесување на морска вода, оцетна киселина и солена вода, проточните делови кои доаѓаат во допир со течноста се изработени од бронза, без содржина на цинк, а вратилото на пумпата од нерѓосувачки челик. При пренесување на течности кои содржат амонијак, за пренесување на бази и.т.н, сите проточни делови се изработуваат од сив лив. За транспорт на млеко, куќиштето на пумпата и работното коло се изработуваат од легура на хром и сив лив, а вратилото од челик постојан спрема киселините.

Како основа за избор на материјал за изградба на пумпите за пренесување на најразновидни киселини, бази, солени раствори и други хемикалии, може да послужи следниот избор на материјал за хемиската индустрија.

При изградба на пумпи и арматури за хемиска индустрија треба, секако, да се примени соодветен материјал, кој има најголема отпорност во однос на течноста која го нагризува. Подолу наведените вредности за корозија во скоро сите случаи се одредени за хемиски чисти течности. Во пракса сите овие течности содржат нечистотии и примеси. Тогаш наведените вредности имаат само ограничена важност и треба да се земат како ориентациони вредности, така на пример, мала содржина железен хлорид во техничка солна киселина дава едно потполно друго корозивно однесување туку чиста солна киселина.

Во наведените случаи се препорачува на нарачателите на пумпи и арматура, сами да превземат едно корозивно испитување на течноста.

Материјалите кои доаѓаат во предвид за изградба на пумпите, кога ќе се земе во предвид видот на транспортираната течност, наведени се спрема DIN 17006 и JUS:

Материјал	JUS	DIN 17006
Сив лив	SL – 25	GG - 25
Сив лив - Си	SI – liv	G x 70Si15
Челичен лив	CL - 1330	GS – C25
Челичен лив	CL – 4171	G x 20Cr14
Челичен лив	CL – 4574	G - 6 CrBiMo1810
Калајна бронза	PCuSn – 10	G – CuSn10
Алуминиум бронза	PCuA110Fe3	G – CuA110NiF70
Тврда гума	Тврда гума	Hardtgummi
PVC – тврди	PVC – тврди	PV CH
Тефлон	Тефлон	PTFE
Полиетилен	Полиетилен	PE
Полипропилен	Полипропилен	PP

Во наредната табела се наведени класите на корозија земајќи во предвид колку е кој материјал константен, ако е изложен на дејство на одреден агенс.

За меѓусебно споредување на различни корозивни отпорности е воведена, во зависност од губитокот на маса, следната поделба на корозивни класи:

Класа на корозија	Губиток на маса (g/m ² h)	Постојаност
0	помалку од 0,1	целосна
1	0,1 - 1,0	добра
2	1,0 - 3,0	задоволувачка
3	3,0 - 10,0	слаба
4	повеќе од 10,0	многу слаба

За производство на пумпи за киселини често се употребува легура од силициум и сив лив (феросилициум, термосилид). Пумпите изградени од легури на силициум и сив лив со 14-16 % содржина на силициум, се отпорни на сулфурната киселина и спрема растворите на соли на сулфурната киселина од сите концентрации, а при високи температури и спрема шалитрената киселина и разблажените киселини. Пумпите за киселини се осетливи на температурни промени, удари и оштетувања за што мора да се води сметка при конструирање и покасно при монтажа и ремонт. По прекинување со работа, пумпата и потисниот цевковод мораат да се испразнат, за да не дојде до нагрзување после кристализација, која се појавува во пумпата.

Легурите на силициум и сив лив се обработуваат само со брусее, после обработување не е можно поради тврдост.

Во некои случаи, пумпите се изработуваат од синтетички материјал (тефлон, PVC борди, полиетилен, полипропилен, пербуна, неопрен, витон и др.).

Пумпите од стакло, и тоа од јенско "дуран" стакло, посебно се употребуваат за пренесување на млеко и киселина.

Истоветен материјал за градење на пумпите за пренесување на чиста вода, може да се употреби и за пренесување на следните течности, и тоа:

- алкалични води
- хидрат калиум оксид
- бензин
- пиво
- ракија
- дифузиона вода
- варно млеко
- течност со јаглеродна киселина
- шеќерни меласи
- петролеум
- раствор на сода
- шпиритус
- масло од катран
- шеќерни сокови

Според изборот на материјал за изработка на проточните делови на пумпата, кој треба да ја задоволи соодветната намена, главна улога игра осигурување против истекување на течноста од пумпата долж вратилото. Во врска со тоа вообичаено е да се употребува само едно работно коло, за да воглавно има само едно место каде што е потребно да се заптива пумпата.

На слика 3.59 е прикажана постојаноста на различни материјали спрема сулфурната киселина кога губитокот на маса е помал од $0,1 \text{ gr/m}^2\text{h}$.

При транспорт на киселина не доаѓаат во предвид големи напори, затоа доволна е спирална пумпа кај која заптивањето не претставува голем проблем. Доколку е потребен поголем напор, тој се постигнува со соодветно зголемување на брзината на вртење на пумпата. Во сите специјални случаи се поврзуваат две пумпи сериски.

Скоро секогаш, сите центрифугални пумпи за киселина имаат едно помошно работно коло (ребра на грбот на главчината на колото) за одалечување на течноста од заптивкаот и намалување на аксијалната сила кога пумпата работи. Ако помошното работно коло има ист излезен пречник како главното работно коло, може да произведе ист напор како главното работно коло, така да течноста при тој напор може да излезе од пумпата низ заптивна чаура. За тоа да се избегне доволно е, воглавно со обработка на струг, да се намали пречникот на ребрата на грбот на главчината на работното коло, па поради таа мала обемна брзина помошното работно коло произведува мал напор.

Кај пумпа, прикажана на слика 3.60, заптивната чаура има задача да го спречи истекувањето на течноста кога пумпата е во состојба на мирување. Кога пумпата работи, грбните лопатки на работното коло, ја зафаќаат течноста која доаѓа од заптивната чаура и ја потискуваат назад. Хемиските центрифугални пумпи НСР се изаботуваат за проток од 0,001 до 0,12 m³/s и за напори од 6,2 до 8 метри.

Пумпите од фамилија НСР наменети се за транспорт на киселини, бази и други корозивни течности со температура до 160 °C, во инсталациите на хемиската и останатите индустрии во кои се користат хемиски активни течности.

НСР пумпите се едностепени, центрифугални со спирално куќиште. Висниот приклучок е аксијален, а потисниот вертикален. Работното коло на пумпата најчесто е од заптивен тип. Куќиштето на лежиштето е снабдено, во случај на црпење течности со температура повисока од 80 °C, со масло за разладување. Лежиштата на вратилото се тркалачки и се подмачкуваат со масло.

Заптивањето на вратилата се врши со помош на "меки" или "механички заптивкаи". И едниот и другиот вид заптивкаи може да биде испорачан во разни варијанти и одговараат за поедини видови на транспортирана течност. Механичките заптивки се употребуваат за заптивање на вратила кога се транспортираат течности кои што несмеат да истечат надвор од пумпата.

Најчесто се користат следните типови:

- Простите механички заптивкаи се применуваат при црпење на механички чисти течности неотровни, односно неексплозивни пареи, релативно добри подмачкувачки особини при најголема погонска температура пониска за 25 °C од точката на вриење.

- Двојна механичка заптивка го сочинуваат два прости грбно поставени заптивкаи. Се применуваат при црпење на течности, чија пареа не смее да има допир со надворешната околина поради својата експлозивност или токсичност. Исто така се применуваат кај течности кој не се чисти или се со лоши мазивни особини и чива температура е блиска со точката на вриење.

- Керамички механичките заптивкаи се посебно изведување од простите механички заптивкаи. Се применуваат кај пумпи наменети за црпење на најагресивни киселини, кои не содржат цврсти честички, и чија температура не преминува над 125 °C.

Пумпите НСР се произведуваат од неколку видови на кисело отпорни материјали. Ознаката на изведување на пумпат го дефинира материјалот од кои се изработени проточните делови на пумпата:

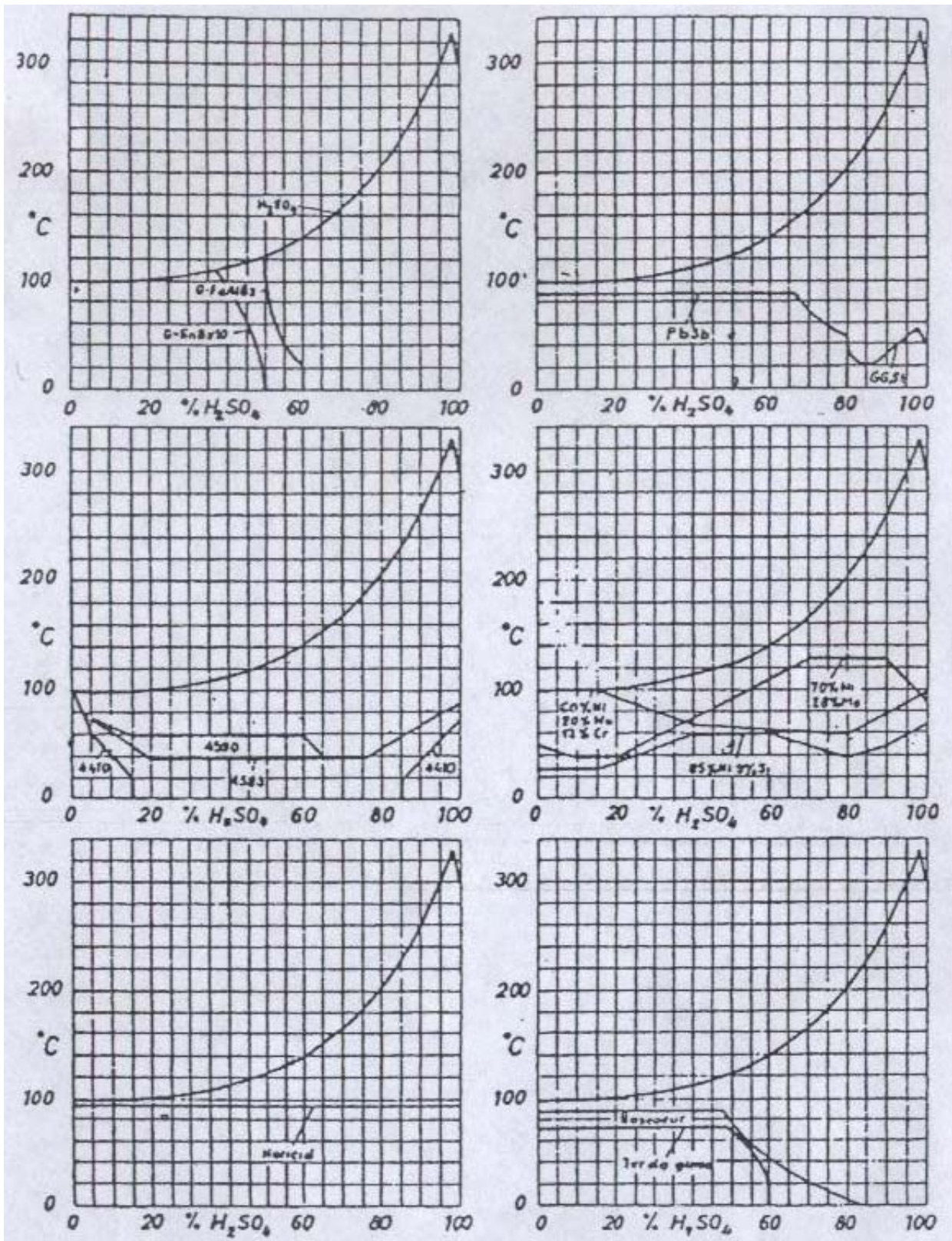
SL – сив лив - се употребува за концентрирана сулфурна киселина, неутрални соли на обична температура, амониум хидроксид, натриум хидроксид, алкална вода, варно млеко, растворени соли на калиум нитрат и натриум нитрат, ароматични и алифатични јагленоводороди,

VC – високолегиран челичен лив со 27-29 % Cr и 2-2,5 % Mo - се употребува за фосфорна киселина, дихлоретан, цинкхлорид, раствор на соли, нитрати, феноли и фенолни води, разблажени азотни киселини, оцетна киселина, алкохол, овошни сокови,

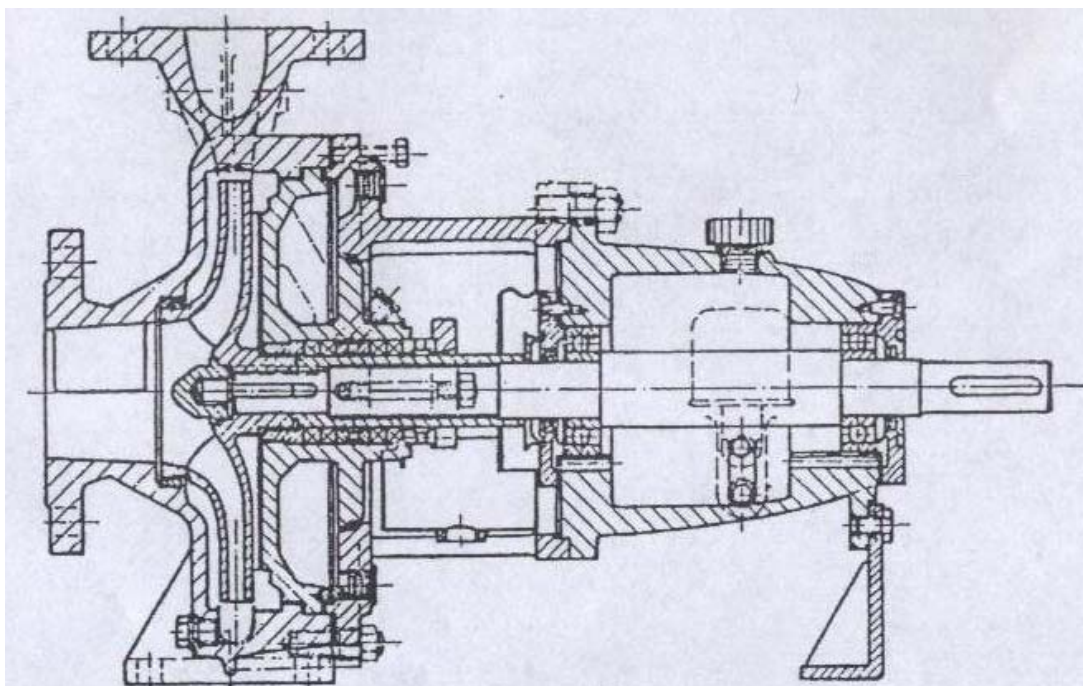
ZC – високолегиран челичен лив со 17-19 % Cr, 9-11 % Ni и 2-2,5 Mo - се употребува за сулфиден натриум хидроксид со слободен CO₂ со содржина повеќе од 3 %, 5 % сулфурна киселина, концентрирана оцетна киселина, смеса од киселина за нитрирање, раствори за кисело боење,

PB – тврдо олово со состав: 81,5-84,5% Pb и 15,5-18,5% Sb – се упитребува за сулфурна киселина и фосфорна киселина,

GC – тврда гума - се употребува за солна киселина, силикофлуороводна киселина, раствор на соли, раствори за боење.



Слика 3.59



Слика 3.60

Тврдиот порцелан е неосетлив спрема секоја азотна и сулфурна киселина, како и спрема сите органски киселини дури и при најјаки концентрации и температура на вриење, а многу малку е осетлив спрема фосфорната киселина и камената сода, и тоа при јаки концентрации, високи температури и временски долг допир.

Сите порцелански центрифугални пумпи се заштитени од надворешни удари со куќиште од сив лив.

Пумпите од синтетички материјал добро се покажале за пренесување на разни течности кои нагризуваат. Тие се особено константни спрема киселините и неутралните раствори и алкалните раствори на камена сода. Бидејќи пластичната маса не впира во себе никакви материи, а може лесно да се пере, пумпите направени од пластична маса погодни за боење во текстилната индустрија, каде металните делови на пумпата може да предизвикаат промена на бојата и метални флеку на материјалот кој се бои. Разни синтетички материјали, кои се погодни за изработка на пумпи, се однесуваат различно како спрема хемиско, така и спрема физичко делување на течноста која се пренесува. Нарачувачот при купување на пумпата треба да го запознае производителот на пумпата и да се консултира околу изборот на материјал. Пумпите од синтетички материјал се осетливи спрема удари, потреси и лошо ракување.

3.9.7. Пумпи за лесно испарливи течности

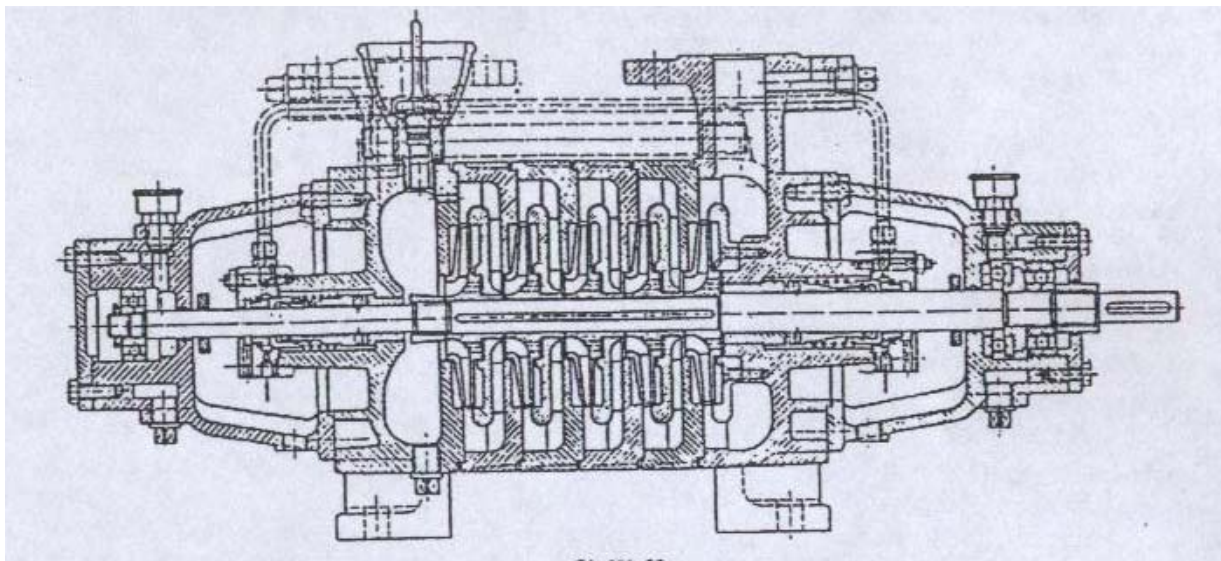
Транспортот на лесно испарливите течности, како, на пример, бензин, шпиритус, етер, керозин итн. секој ден се повеќе расте.

Обичните центрифугални пумпи можат да се употребат за пренесување на лесно испарливи течности тогаш кога течноста сама дотекува во пумпата, што воглавно зависи од температурата и притисокот на заситената пара. Со всисување на овие течности не може да се оди, затоа што течноста брзо испарува и постои можност да дојде до прекин на работа на пумпата. Земајќи го ова во предвид, висината на дотокот, односно висината на всисување може да се определи отприлика на ист начин како за врела вода преку 100 °C. При нормални температури висината на дотокот (негативна висина на всисување) може да изнесува приближно 3-5 m.

За лесно испарливи течности може да се употребат самовсисни центрифугални пумпи, бидејќи споменатите течности при вакуум, кој настанува при всисување на течност, многу лесно испаруваат и при ниски температури. Самовсисните центрифугални пумпи можат поради нивните можности за всисување и гасови да постигнат, при нормални температураи и околности, висина на всис од 5 m од столбот течноста која се црпи.

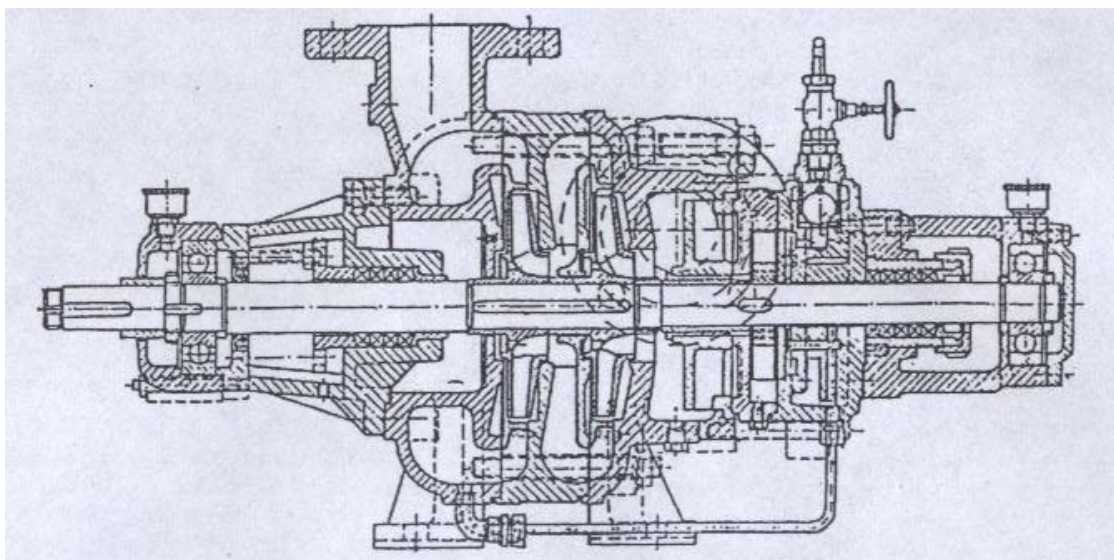
За да се спречи создавање на експлозивна мешавина на гас и воздух во просторијата каде што се наоѓа пумпата, треба безусловно да се оневозможи излез на течноста од пумпата. Меѓутоа, тоа бара специјални заптивки, чија конструкција е веќе опишана во поглавје 3.8. Покрај останатите услови, за добро заптивање потребно е и апсолутно мирно работење на пумпата односно вратилото. Заптивниот материјал кој овде се употребува треба да биде постојан спрема течноста, а механичките заптивки воглавно ги задоволуваат споменатите потреби. Заради поголема сигурност, погонскиот електричен мотор треба да има таква конструкција, која може да го заштити од експлозија, а во специјални случаи се поставува во посебна просторија и ја погонува пумпата преку вратилото поставено во преградниот ѕид помеѓу пумпата и моторот.

На слика 3.61 прикажана е една повеќестепена центрифугална пумпа CVP-45, од фабриката за пумпи "Јастребац" со нормално работно коло и механички заптивкаи.



Слика 3.61

На слика 3.62 прикажан е пресек на самовсисна повеќестепена центрифугална пумпа од фабриката за пумпи "Јестребац".



Слика 3.62

Основна карактеристика на самовсисните пумпи е нивната способност да транспортираат течност помешана со воздух и пареа и можноста да ја повлекуваат течноста од незалиен всисен цевковод. Пумпата е повеќестепена и има едно работно коло во вид на ѕвезда, додека останатите работни кола имаат нормална изведба како кај останатите центрифугални пумпи. Работните кола на пумпата се изработени од месинг, чаурите на лежиштето од бронза. Вратилото е од челик, а куќиштето (всисно и потисно) како и меѓустепените од ситнозрнест сив лив. Се применуваат за чиста вода до 60 °C. Посебно се изведуваат со

механички заптивкаи за пренесување на лесно испарливи течности, гасови и сл. Исто така, можат, со избор на соодветен материјал, да се употребат за пренесување на вино, оцет, солена вода и слично.

3.9.8. Пумпи за масло

Пренесувањето на масло со пумпи во последните години има големо значење. Разни начини на преработка на нафта, насочени се за добивање на погонско масло, масло за подмачкување, како и етер, аспхалт, битумен и сл., а за тоа се потребни агрегати за преточување.

При изградба на пумпите за овие намени мораат да се решат повеќе технички проблеми, како што се: многу високи температури и притисоци кои се јавуваат, како и специјални потреби во погледот на постојаност кон корозија.

Во сите случаи воглавно се употребуваат клипни пумпи, потоа запчести пумпи, а исклучиво во специјални случаи и центрифугални пумпи.

Работната сила на триење при пренесување на течноста со висока вискозност игра одлучувачка улога. Бидејќи работната сила на триење се зголемува со зголемување на брзината, за пренесување на масло најпогодни се пумпи со широки канали и умерени брзини. За тоа највеќе одговараат пумпи за густы течности, кои се веќе опишани во глава 3.9.5.

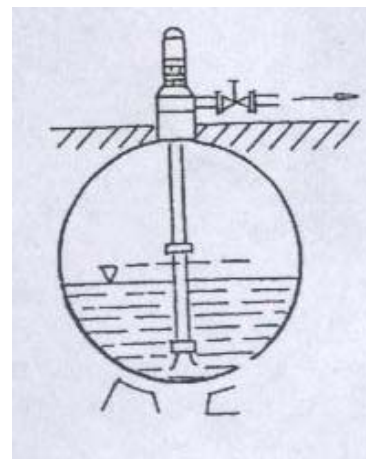
Според податоците, кои се знаат од пракса, нормалните центрифугални пумпи можат да се употребат бездвоумење за масло со вискозност до 10° по Енглер, додека над тоа доаѓаат во предвид специјални видови пумпи или ротациони клипни пумпи. Понатаму, потребно е особено да се води сметка за промена на температурата на работното место на пумпата, бидејќи вискозноста и густината се зголемуваат со опаѓање на температурата. Од тие причини, мора секогаш да се утврди дека при пренесување на вискозни течности, доколку степенот на температурата во најнеповолниот случај смее да се спушти, а пумпата во погледот на висината на всис да биде добро димензионирана. При високи температури на течноста, која се пренесува (околу 140 до 170 °C), нормалните центрифугални пумпи имаат куќиште од спирални цевки за греење со прегреана пара, поради спречување на стврднување на течноста во пумпата. При ниски температури (-25 °C и пониски) пумпите имаат куќиште со изолација против ладење, т.е. за загревање.

Табела 3

Вискозност	Зголемување на		Намалување	
	потребната моќност	висина на всис	потребната моќност	проток
4° Енглери	+ 5%	0	0	0
10° Енглери	+ 25%	- 15%	- 15%	- 15%
20° Енглери	+ 50%	- 30%	- 30%	- 30%

Во табелата 3 дадени се вредности за тоа во која мера се менува моќноста на самовсисната пумпа за пренесување масло или слични течности со висока вискозност, спрема водата.

Транспорт на масло од вкопани резервоари, кои не се под притисок, најдобро ќе се оствари со помош на вертикални пумпи како што е прикажано на слика 3.63.



Слика 3.63

4. ЗАВОЈНИ ПУМПИ

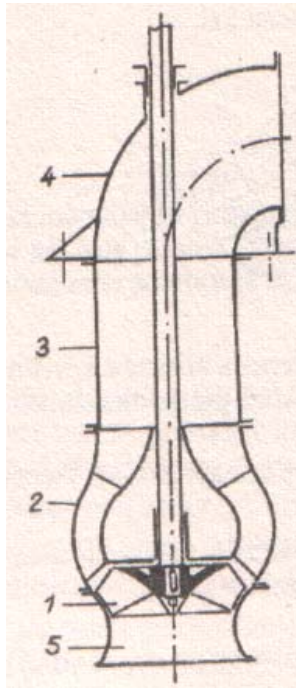
4.1. ОПИС И КЛАСИФИКАЦИЈА НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ

Како што веќе беше речено во гл. 2.9, за извршената класификација на пумпите спрема специфичната брзина на вртење n_q , завојните пумпи се градат кога специфичната брзина на вртење се движи помеѓу $n_q=82-165$. Наведениот бројни интервал за n_q кај повеќето автори е само оријентационен [1,2,3]. Други автори препорачуваат помали бројни вредности како област за примена, како на пример, $n_q=68-137$ [1].

Карактеристично за завојните пумпи е тоа што излезниот раб на работното коло во меридијанска проекција е налегната спрема оската на вртење.

Завојните пумпи според нивните особини се делат на следниот начин:

1. Спрема начинот на одведување на течноста од работното коло се делат на: спирални и со дифузорско коло или цевни завојни пумпи.

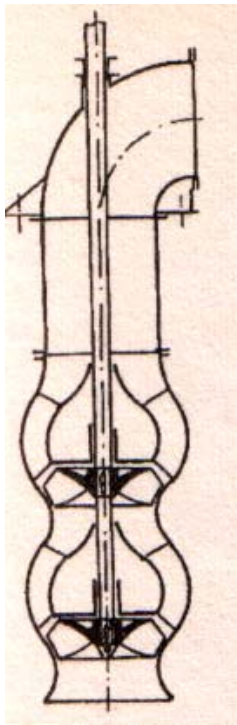


Слика 4.1.

Завојните пумпи со спирално куќиште најчесто имаат спирален кружен пресек, како што е прикажано на слика 1.3. Кај некои конструкции место спирални куќишта се користат куќишта со константен пресек, кој не ги исполнува условите за осна симетрија на струењето по излезот од работното коло. Поради тоа овие пумпи имаат помал степен на искористеност во однос на завојните пумпи со спирално куќиште.

Карактеристично за завојните пумпи со дифузорско коло е тоа што флуидот по излезот од работното коло (1) влегува во дифузор со лопатки (односно во лопаткиниот дифузор) (слика 4.1).

Бидејќи струењето на флуидот на излезот од работното коло е виорно, со обемна компонента на брзината c_u , со посредство на оформените лопатки на дифузорот континуирано се намалува обемната компонента на брзината c_u на струењето. При излезот од дифузорот c_u е сведена на нула и во одводната цевка (3) флуидот се движи со брзина која е паралелна со оската на пумпата. На овој начин, во дифузорот непрекинато се намалува брзината на струењето, а тоа значи се намалува и кинетичката енергија, што со други зборови значи, дека притисната енергија расте во правец на струењето, т.е. до излез од дифузорот. Одводната цевка (3) има облик на округла цевка и завршува со колено (4). Флуидот влегува во работното коло (5) низ всисното грло, кое е хидраулично обликувано на влезото. Оваа конструкција се употребува кога пумпата е потопена во флуидот во всисниот резервоар или пумпната станица, така наречено “мокро” изведување. Всисното грло, односно всисниот канал, може да биде изработено во областа на коленастиот дифузор кога пумпната станица е изработена во т.к.н “суво” изведување.



Слика 4.2.

Вториот случај се применува кај завојните пумпи, кои работат со променливо ниво на флуидот во всисниот простор.

Обично спиралните завојните пумпи се градат за помала специфична брзина на вртење ($n_q=82-101$), а завојните цевни пумпи се градат за поголеми n_q . Причината за ова е тоа што со пораст на n_q , се намалува брзинскиот коефициент K_c , односно средната брзина на струењето во спиралата е релативно мала. При поголеми вредности на n_q спиралата добива несразмерно големи димензии, поради што се применуваат цевни завојни пумпи.

Во индустријата за пумпи обично се прават отстапки од горните општи правила, бидејќи се изработуваат завојни спирални пумпи и за поголеми n_q како и завојни спирални пумпи за помали n_q . Последниот случај е поврзан специјално со можноста за изработка на завојни пумпи, со регулирани лопатки на работното коло.

2. Sprema конструкцијата, работните кола можат да бидат: отворени работни кола, кога лопатките имаат само еден - основен венец (слика 1.3) и затворена конструкција, кога лопатките имаат преден и заден венец. Кога работното коло има само еден венец тогаш загубите од триење, односно хидрауличните загуби се помали.

3. Sprema бројот на работни кола, завојните пумпи се делат на: едностепени, кога на вратилото имаат само едно работно коло (слика 1.3 и 4.1) и повеќестепени, кога имаат две или повеќе работни кола поставени на едно вратило. Двостепените завојни пумпи обично се цевни (слика 4.24) како и некои видови на бунарски пумпи.

4. Sprema положбата на вратилото се делат на пумпи: со хоризонтални вратила (слика 1.3) и со вертикални вратила (слика 4.1, 4.2, 4.3 и 4.4). Завојните спирални пумпи се произведуваат со хоризонтални вратила и вертикални вратила, додека цевните завојни пумпи се со вертикални вратила.

5. Sprema флуидот кој го транспортираат завојните пумпи може да бидат: за чиста вода, отпадни (фекални) води, за густе флуиди, за хемиски агресивни течности и сл.

4.2. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА РАБОТНОТО КОЛО НА ЗАВОЈНИ ПУМПИ

За пресметка и проектирање на завојните пумпи се задаваат протокот Q , напорот H или единечната работа $Y=gH$. Брзината на вртежите n може да биде зададена со проектирање или да се пресмета врз база на зададената всисна висина H_s . Врз основа на овие податоци се пресметува специфичната брзина на вртење n_q и пумпата се класифицира.

Видот на пумпата - спирална или цевна се одредува во зависност од степенот на корисност, од висината на всисување, габаритните димензии на пумпата, условите на експлоатација. Во зависност од конструкцијата на пумпата се одредува и конструкцијата на работното коло (отворено или затворено).

Пресметковниот проток Q' на работното коло се определува по изразот (3.3), додека волуменскиот степен на искористување η_Q се пресметува по изразот (3.4).

Кај отворените работни кола (само со венец) волуменските загуби се помали од загубите кај затвореното работно коло. Волуменскиот степен на искористување на завојните пумпи е многу голем и близок на 1 и потребно е во пракса да се провери.

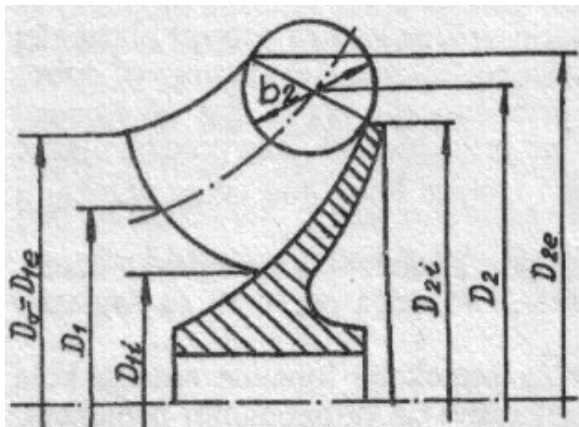
Напорот на колото H_k се определува по изразот (3.6) а хидрауличниот степен на полезно дејство по изразот (3.5).

Механичкиот степен на искористување η_m вообичаено се бира во границите $\eta_m = (0,96- 0,98)$.

Хидрауличниот степен на искористување може да се пресмета, ако се знае вкупниот степен на искористување за некоја слична веќе изведена пумпа со ист η_q , се пресметува преку η_Q , потоа се одредува η_m и тогаш се пресметува η_H :

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_Q \eta_m}$$

η - степен на искористување на пумпата.

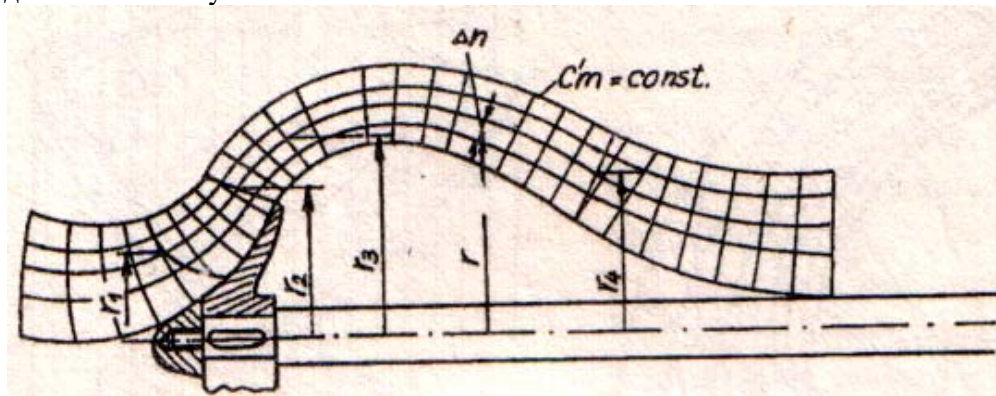


Слика 4.3

Основните размери и меридијанскиот пресек на работното коло се одредуваат по методата која беше изложена во глава 3.3 за центрифугалните пумпи кај кои работното коло има просторно свиткани лопатки (витоперни). Излезниот пречник на работното коло се одредува спрема средната струјна линија. Контурите на меридијанскиот пресек на работното коло, влезниот и излезниот раб на

работното коло, најдобро се одредуваат од искуството на проектантот или на основа на веќе изведени и успешни конструкции на пумпи со слични η_q на основа на законот на сличност. Бидејќи меридијанската проекција на излезниот раб на работното коло е коса спрема оската на вртење, таа се дефинира на два пречници D_{2i} и D_{2e} (слика 4.3). Во понатамошната постапка работното коло се пресметува по струјната теорија. Во За таа цел се одредува струјната линија во меридијанскиот пресек. Се поаѓа од претпоставката дека струењето во меридијанската рамнина е рамнинско и потенцијално.

Ако завојната пумпа е во цевна изведба, т.е. кога зад работното коло доаѓа обавезно дифузор со лопатки, неопходно е струјните линии да се цртаат во областа на дифузорот (слика 4.4). Во тој случај неопходно е претходно да се определат контурите на дифузорот. Тоа како и кај работното коло се прави на основа на искуства и по аналогија со веќе добро изведени слични пумпи.



Слика 4.4

По равенката (3.39) се определуваат меридијанските компоненти на апсолутната брзина, кои се неопходни за пресметка на лопатките на работното коло. Обично пресметката се изведува за средната струјна линија, како што веќе беше покажано во точка 3.3.2 за определување на бројот на лопатките z_k на работното коло и вредноста на пречникот D_2 во второ приближување. Во пресметките влегува и определувањето на брзините c_{1m} , u_1 , w_1 на влез, односно c_{2m} , u_2 и w_2 на излез од работното коло, како и определувањето на аголот на лопатката на влез и излез од работното коло β_{11} и β_{21} , за средната струјна линија.

За останатите струјни линии на пречниците D_1 и D_2 каде ги пресекува влезниот и излезниот раб на работното коло пресметката се повторува како за средната струјна линија, т.е. се пресметуваат брзините и аглите, како што тоа веќе беше изложено во глава 3.2, а се користат и изразите 3.43 и 3.45.

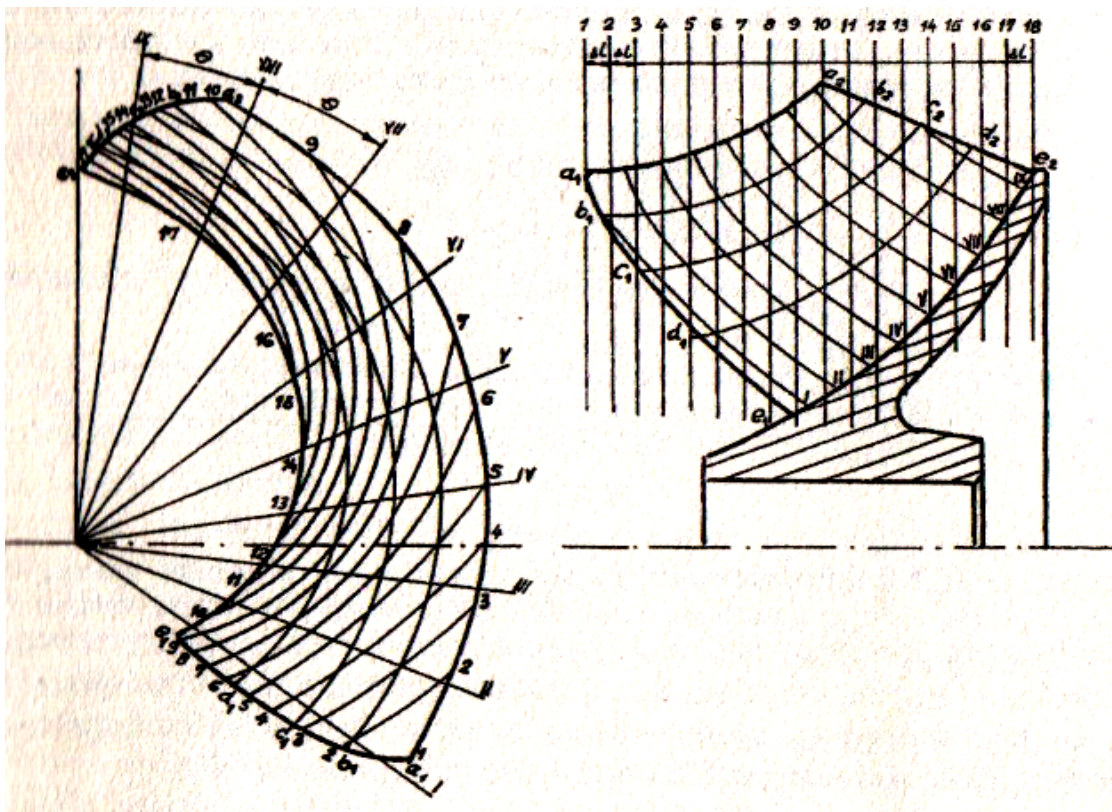
Определувањето на лопатките на работното коло на завојните пумпи во ортогонална проекција (хоризонтална), т.е. во рамнина нормална на оската на вртење, се врши, како што е веќе речено во точка 3.3.3. За определување на аголот на лопатката β_1 во произволна точка од струјната линија, се користи изразот (3.50), каде се зема законитоста за промена на брзината w и дебелината на лопатката, ако овие величини се променливи. Обично се претпоставува дека промената на брзината долж струјната линија од влез до излез од работното коло е линеарна. Често при цртање на лопатките во ортогонална проекција се зема дека аголот на лопатките β_1 се менува линеарно од β_{11} до β_{21} за соодветна струјна линија. Во овој случај, истовремено се проверува и законот на промена за w_∞ . Лопатките, почнувајќи од основниот венец па се до предниот венец, се тенчат т.е. дебелината им се намалува.

Кај завојните пумпи пресметката за секоја струјна линија се врши обично од влезниот кон излезниот раб на работното коло. Влезниот раб се обликува на основа на законот за сличност од веќе добро изведено работно

коло, односно со пумпа со иста или барем приближно иста специфична брзина на вртење на работното коло n_q . Најчесто се зема радијална или приближно радијална положба на влезниот раб на лопатките во ортогонална проекција. Пожелно е излезниот раб да има таква положба во ортогонална проекција.

Конформното пресликување на линијата на лопатките на струјните површини се врши согласно веќе изложеното во глава 3.3.4. Моделските и радијалните пресеци на лопатките определени се согласно изложеното во точка 3.3.5.

На слика 4.5 покажана е меридијанска и ортогонална проекција на лопатките на работното коло на завојните пумпи. Во случај да се земе, како што е веќе прикажано на ортогоналната проекција, предната страна на лопатките, која е со константна дебелина, тогаш таа е доволна за изработка на лопатките. Ако просторно закривената лопатка е со променлива дебелина, тогаш потребно е да се направат моделски пресеци за предната и задната страна на лопатката. Ова се врши на начин како што е изложено во глава 3.3.5, при што се тргнува од претпоставката дека лопатката е променлива по должина на струјната линија и дека е подебела кај основниот венец, а потенка кај предниот венец.



Слика 4.5.

4.3. ХИДРАУЛИЧНА ПРЕСМЕТКА НА ДИФУЗОР СО ЛОПАТКИ НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ

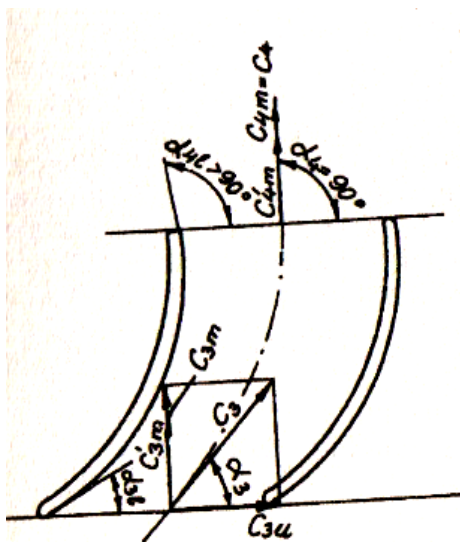
Обликот на меридијанскиот пресек на дифузорот со лопатки (спроводен апарат) е зависен од специфичната брзина на вртење на пумпите n_q , од усвоениот број на лопатки во дифузорот и од уште некои конструктивни услови. Меридијанскиот пресек се црта така што брзината на струење на течноста се менува рамномерно и се добиваат минимални загуби на струјната енергија. Најдобро е, ако е можно, да се црта на основа на теоријата на сличност или на основа на веќе добро изведени конструкции на пумпи со ист или приближно ист n_q .

Струјните линии во меридијанскиот пресек на дифузорот со лопатки се определуваат истовремено со цртање на струјни линии на работното коло, кои треба да прават една целина. По равенката (3.39) се определува меридијанската брзина на струење. Положбата на влезните и излезните ивици на лопатките се определува кога ќе се земе во обзир веќе добро изведена полуаксијална пумпа со иста или приближно иста брзина на вртење n_q . Влезниот раб на лопатката во меридијанскиот пресек не е паралелен со излезниот раб на лопатката на работното коло. Се стреми кон тоа да влезниот и излезниот раб на лопатките се приближно под агол од 90° спрема сидовите на куќиштето - каналот.

Бројот на лопатките z_z зависи од конструкцијата. Најчесто тој број е:

$$z_z = z_k \pm (1 \div 5) \quad (4.1)$$

каде: z_k - број на лопатките на работното коло



Слика 4.6.

За конструкција на лопатките на дифузорот неопходно е да се определи ортогонална проекција во рамнина нормална на оската на вртење на работното коло. За таа цел се определуваат ортогоналните проекции на пресечните линии на површините на лопатките со основметричните струјни површини. Прво се определува влезниот агол на дифузорот α_{31} , лопатките со радиус r_3 , излезниот агол на лопатките α_{41} со радиус r_4 за секоја струјна линија (слика 4.4).

Аголот α_3 помеѓу апсолутната брзина c_3 пред влезот во решетката на дифузорот (непосредно пред влезниот

раб) и правецот на периферната брзина u_2 на работното коло (слика 4.6) се пресметува со равенката:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{k_3 c'_{3m}}{c_{3m}} = \frac{t_3 c'_{3m}}{t_3 - \sigma_3} \cdot \frac{c'_{3m}}{c_{3u}} \quad (4.2)$$

каде: $c_{3u} = \frac{r_2 c_{2u}}{r_3}$ - меридијанска компонента, определена од мрежата на брзините;

$$K_3 = \frac{t_3}{t_3 - \sigma_3} - \text{коэффициент на намалување на проточниот пресек на}$$

дифузорот на влезот.

Влезниот агол на лопатките на дифузорот α_{3l} се определуваат од равенката:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3l} = \mu \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (4.3)$$

каде: $\mu = 1,1 - 1,3$. Поголеми вредности се земаат кога влезниот раб на дифузорот е поблиска од излезниот раб од работното коло.

Излезниот агол на лопатката на дифузорот α_{4l} се определува од условот течноста по излезот од дифузорот да биде без обемна компонента на апсолутната брзина, $c_{u4} = 0$. Во тој случај $\alpha_{4l} = 90^\circ$. За определување на аголот на лопатката α_{4l} на излез од дифузорот се користи равенката (3.89) тогаш $\operatorname{ctg} \alpha = \operatorname{ctg} 90^\circ = 0$ и се решава преку $\operatorname{ctg} \alpha_4$:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{4l} = -p_1 \cdot \frac{r_2 c_{2u}}{r_4 c_{4m}} \quad (4.4)$$

или:

$$\operatorname{tg} \alpha_{4l} = \frac{c_{4m}}{p_1 \frac{r_2 c_{2u}}{r_4}} \quad (4.5)$$

каде:

$$c_{4m} = K_4, \quad c'_{4m} = \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4} c'_{ym} \text{ меридијанска брзина отчитана од мрежата}$$

на брзините;

$$K_4 = \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4} - \text{коэффициентот на стеснување на проточниот пресек на}$$

излезот од дифузорот;

$$p_1 = \frac{\psi}{z_z} \cdot \frac{r_4^2}{s_1} - \text{поправен коэффициент поради влијанието на бројот на}$$

лопатките во дифузорот;

$$S_1 = \int_{r_3}^{r_4} r ds - \text{статички момент на струјната линија.}$$

Обично се зема $\psi = 1,2/2$.

Знакот ''-''' во равенките (4.4) и (4.5) покажува дека аголот на лопатките на излез од дифузорот е поголем од 90° .

Ортогналната проекција на пресечните линии од површините на лопатката (на пример, грбната страна на лопатката) со струјните површини

може да се нацрта по методот "точка по точка" . Цела лопаткина површина се сече по систем на паралелни рамнини I,II,III,... поставени на еднакво растојание Δl (алика 4.7-а). По потреба, почетокот и крајот на струјните линии се сечат со помошни паралелни рамнини на пр. Ia, IIa итн. Пресечните точки на тие рамнини со струјните линии се означуваат со 1,2,3... Со посредство на овие точки се формира ортогоналната проекција на пресечните линии на лопаткината површина, односно струјните линии. За тоа се користи равенката:

$$\varphi = \int_{r_3}^{r_4} \frac{ds}{r \operatorname{tg} \alpha_l} \quad (4.6)$$

Со интегрирање се добива:

$$\varphi = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta S_i \quad (4.7)$$

каде е:

$$B_i = \frac{1}{r_i \operatorname{tg} \alpha_{li}} \quad (4.8)$$

Во изразите (4.6) и (4.8) неопходно е да се знае аголот α_l за секоја струјна линија. За таа цел се користат соодветните закони за промена на α_l до α_{3l} до α_{4l} за секоја струјна линија во зависност од растојанието s , кое се мери од почеток до крај за секоја струјна линија по нејзината должина во меридијанскиот пресек (слика 4.8).

Се препорачува излезниот раб во добиената ортогонална проекција на грбната страна на лопатката да биде радијална или блиску до радијална, како што е прикажано на слика 4.7-б.

Со спојување на точките на линиите во ортогоналната проекција, кои што се означени со исти броеви, се определуваат моделските пресеци на грбната страна на лопатките на дифузорот 1-1, 2-2, 3-3, итн. (слика 4.7-б).

Ако лопатката е со променлива дебелина за определување на предната страна во ортогонална проекција, неопходно е за секоја струјна линија да се зададе закон за промена на вистинската дебелина δ .

Заради тоа, во секоја точка на линијата во ортогонална проекција, дебелината на лопатката приближно се определува по следната равенка:

$$\sigma = \frac{\delta}{\sin \alpha_l}$$

каде:

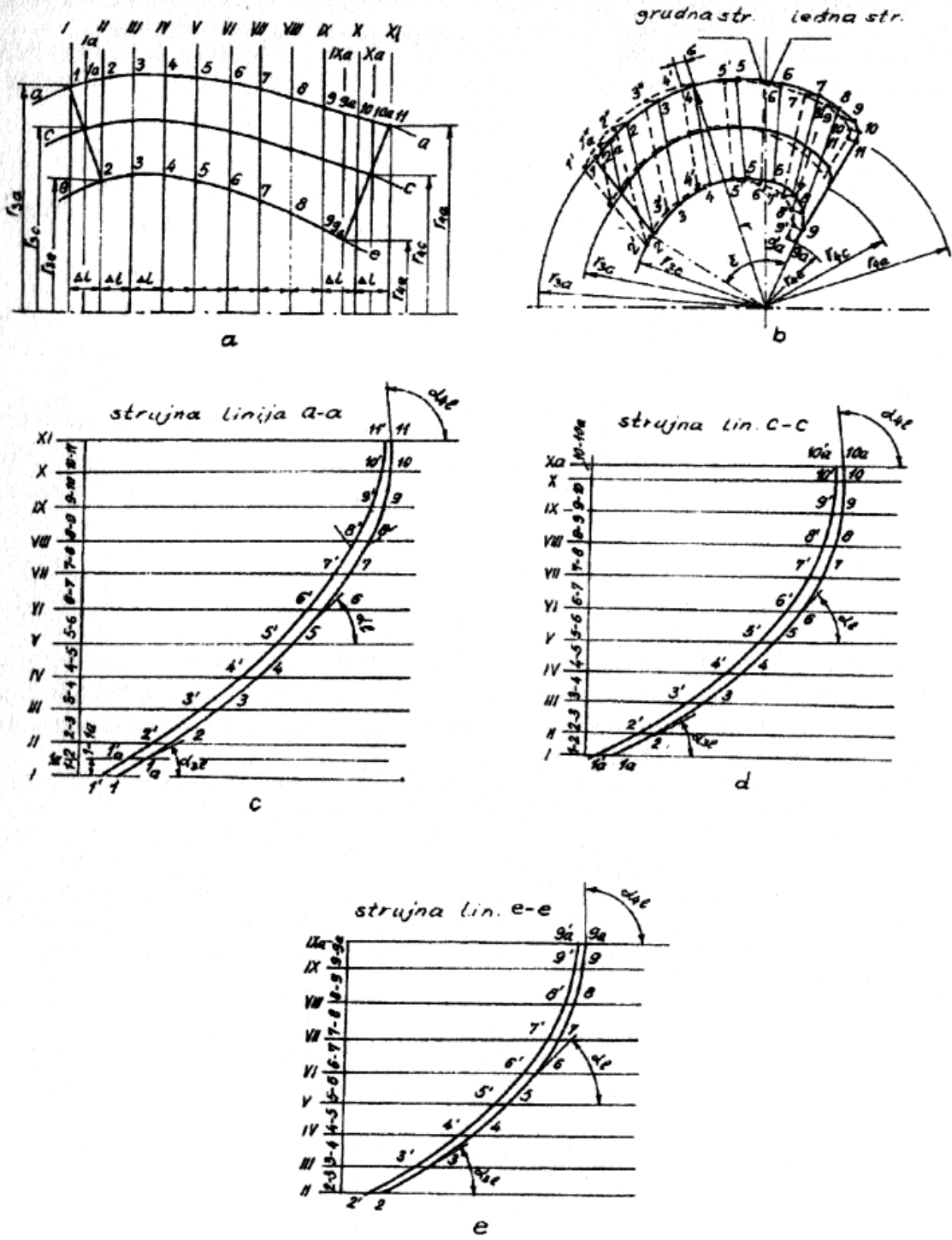
δ - дебелина на лопатките со радиус r ,

α - агол на соодветниот радиус r .

Со спојување на новодобиените точки, се одредува ортогонална проекција од гадната страна на лопатката, како и соодветните моделски пресеци на дифузорот.

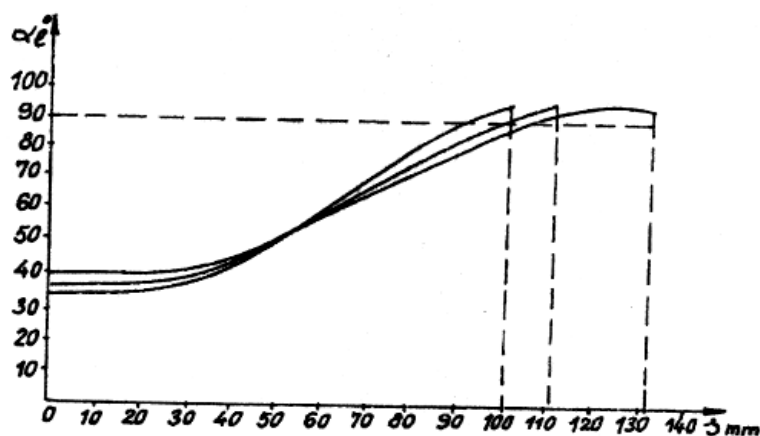
Ортогоналната проекција на моделските пресеци на лопатката може да се нацрта и на графички начин, притоа, се цртаат развиени пресеци на лопатката за поедините струјни линии со должини од меридијанскиот пресек во вистински услови, слика 4.7-с. Кога се повлечени паралелни прави со променливи растојанија 1-2, 2-3, 3-4, ..., една од друга. Паралелно со тоа, се

користи закон за промена на аголот α_{4l} по должината на поедините струјни линии, како што беа понапред во текстот наведени изразите за определување на аглите на лопатката α_{3l} и α_{4l} . Со посредство на аголот α_l може да се определи ортогоналната проекција на грбната страна на лопатката и соодветните моделски пресеци.



Слика 4.7.

Ако лопатката е со променлива дебелина слика 4.7-е, се црта предната страна за секој пресек и за секоја точка од грбната страна на лопатката се нанесува на точката нормалната дебелина на лопатка δ . Тогаш дебелината δ помеѓу предната и грбната страна на лопатката се мери по хоризонталата I,II,III....., и се пренесува нормално на радиусите во точките што одговараат 1,2,3,..... во ортогонална проекција 1',2',3',....., со линиите што одговараат се добива задоволувачка точност на ортогоналната проекција на предната страна на лопатките и соодветните моделски пресеци.



Слика 4.8

4.4. СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА ЗАВОЈНИТЕ ПУМПИ

На сликата 4.9 прикажана е конструкција на вертикална спирална завојна пумпа Sulzer - Швајцарија. Работното коло (1) нема преден венец. Пресеците на спиралата (2) се кружни. Вратилото на пумпата (3) е улежиштено во куглични лежишта (4), кои се поставени во куќиштето (5).

На сликата 4.10 прикажана е конструкцијата на едностепена завојна цевна пумпа со вертикално вратило. Работното коло (1) е со слична конструкција како и работното коло на слика 4.9. Спроводнониот апарат - дифузор со лопатки (2) претставува самостоен елемент со лопатки. Во главчината на дифузорот поставено е долното лежиште на пумпата (3) кое е лизгачко и изработено е од бронза или специјална гума. Подмачкувањето на ова лежиште е со помош на чиста вода, која се доведува од надворешен извор. Горното лежиште (4) е радијално-осно и монтирано е на постоље на кое истовремено е поставен и електромоторот, кој со пумпата се врзува со помош на еластична спојница (5). Висното грло (6) благо е закривено така да течноста влегува во пумпата со минимални загуби и да обезбеди хомогено струење, при влез во работното коло.

Завојните пумпи се применуваат обично за протоци $Q=0,25-8 \text{ m}^3/\text{sek}$ и за напор $H=5-35 \text{ m}$. Понекогаш се изведуваат и како двостепени и во тој случај вкупниот напор, кој пумпата го остварува, еднаков е на $H=2H_{st}$.

На слика 4.11 прикажана е спирална завојна пумпа во хоризонтална изведба со отворено работно коло, т.е. работното коло има само еден основен венец на кој се поставени лопатките.

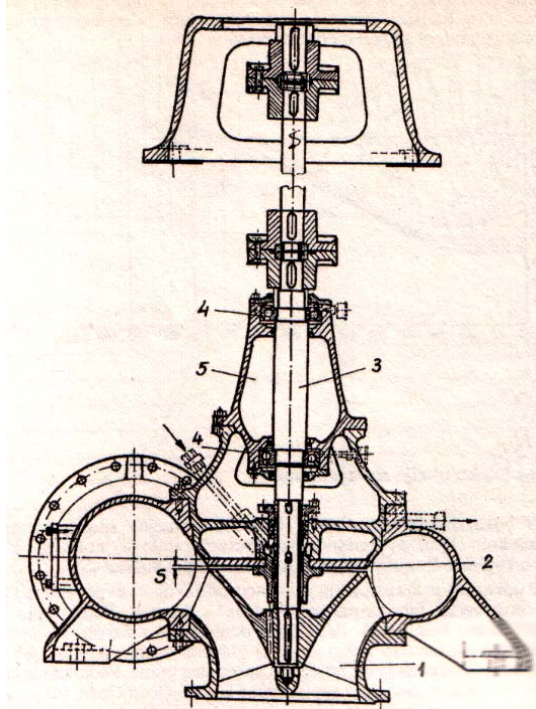
Куќиштето на пумпата е спирално, едноделно, со тангенцијален потисен приклучок и оскин всисен приклучок. Работното коло може да биде изведено како затворено или отворено, т.е. со еден или два венца. Аксијалната сила се урамнотежува со грбните лопатки, т.е. со една врста на лопатки, кои се наоѓаат на основниот венец. Вратилото на пумпата влежиштено е со помош на тркалачки лежишта, а подмачкувањето се врши со масло.

Завојните пумпи со нормално изведување се применуваат за транспорт на чиста и запрљана вода со минимална содржина на механичка нечистотија. Специјалната изведба може да се користи за транспорт на силно заматена и валкана вода, која може да содржи абразивни честичи и цврсти парчиња до 30% волуменски проценти. Зависно од големината на пумпата, течноста која се транспортирасо пумпите со посебна изведба може да содржи поединечни цврсти парчиња со големина 50-100 mm.

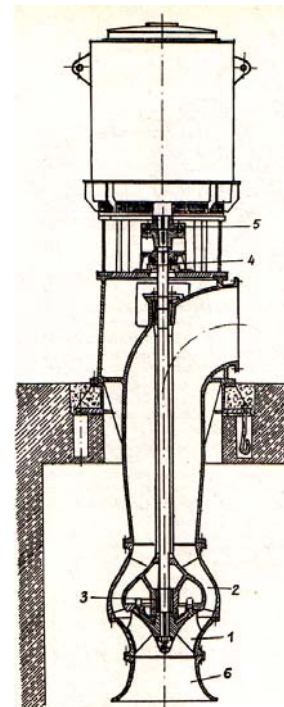
Областа на примена на овие пумпи е од $Q=0,05-2 \text{ m}^3/\text{sek}$ и напор $H=10-30 \text{ m}$.

Спиралните завојни пумпи можат да се изработуваат од различен материјал во зависност од видот на течноста која се транспортира. Се што беше речено околу изборот на материјал кај центрифугалните пумпи за агресивните течности и киселини важи и кај завојните пумпи. Изборот на материјалот се однесува само на проточните елементи на пумпата и тоа: спирално куќиште, капак на куќиштето, всисен капак, вратило, работното коло, дифузор, навртката на работното коло и заштитните чаури.

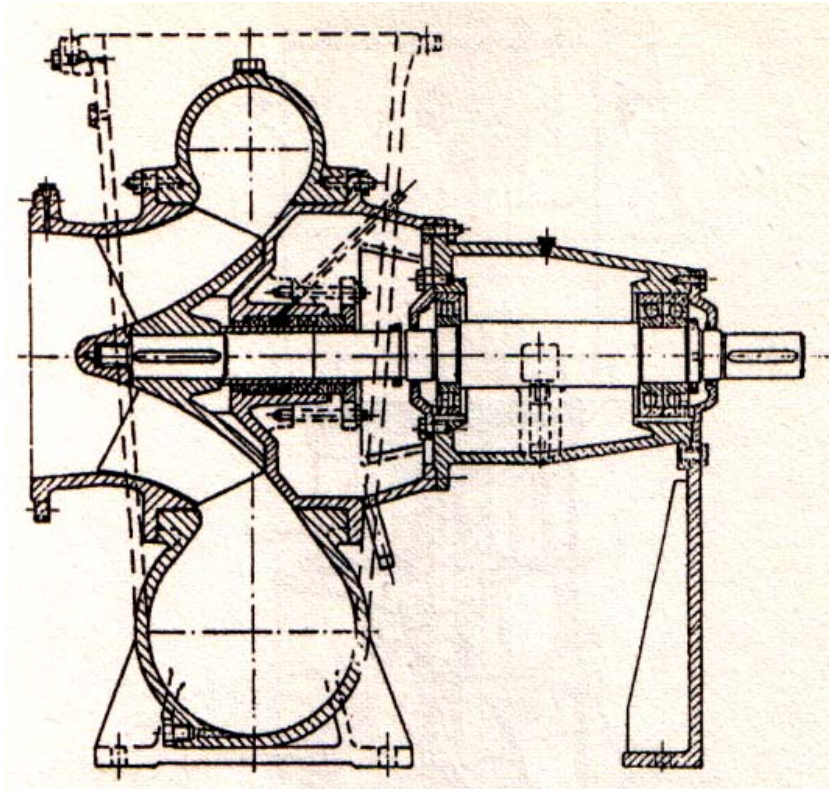
Завојните пумпи најчесто наоѓаат примена, со обзир на своите карактеристики, за наводнување и одводнување, во термоелектраните како разладни пумпи, во текстилната и хемиската индустрија, како и во индустријата за преработка на шеќер.



Слика 4.9.



Слика 4.10.



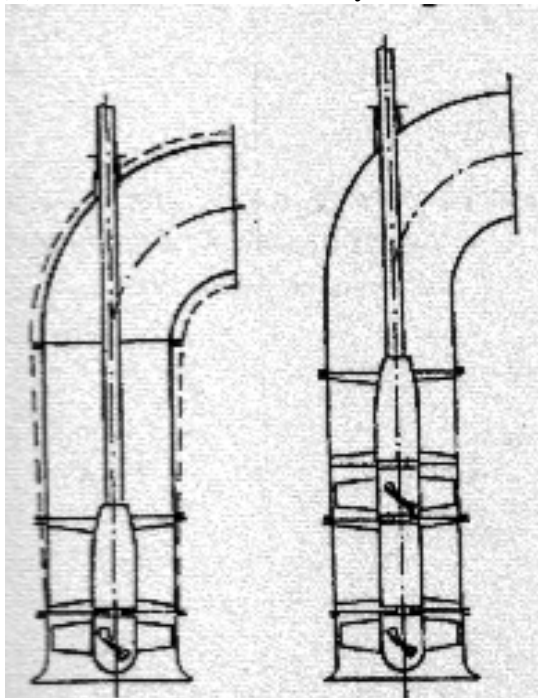
Слика 4.11.

5. АКСИЈАЛНИ ПУМПИ

5.1. ОПИС И КЛАСИФИКАЦИЈА НА АКСИЈАЛНИТЕ ПУМПИ

Аксијалните пумпи се користат во подрачје на работа каде специфичната брзина на вртење се движат во граници $n_q=165-300$. Често наоѓаат примена и за подрачје $n_q < 165$ (до 110), како и за $n_q >> 330$ (до 550). Карактеристика на аксијалните пумпи е струењето во меридианската рамнина во областа на работното коло и дифузорот има аксијален (оскин) смер што значи дека радијалната компонента на брзината $c_r=0$, додека меридијанската компонента на брзината на струење $c_m=c_z$ т.е. дека струењето се одвива по цилиндри, чија оска е истовремено оска на вртење на работното коло (слика 1.2 и 5.1). Поради ваквото струење зголемувањето на притисната енергија во област на работното коло е на сметка на трансформација на кинетичката во притисна енергија т.е. на сметка на забавувањето на релативната струја и овде нема влијание центрифугалната сила, бидејќи дел од флуидот влегува и излегува на ист пречник $D_1=D_2$. Овој член кај центрифугалните пумпи има големо влијание. Поради него центрифугалните пумпи со исти габарити, како и аксијалните пумпи, можат да остварат поголеми напори.

Во дифузорот течноста влегува после работното коло и во него непрестано се намалува периферната компонента на апсолутната брзина c_{2u} по излезот од работното коло до потполно исчезнување т.е. до $c_u=0$ на излез од дифузорот. Поради ваквото струење во областа на работното коло и дифузорот кинетичката енергија постојано се трансформира. Дополнително зголемување на енергијата може да се добие со



Слика 5.1.

Слика 5.2.

проширување на куќиштето преку изведбата на дифузорот, како што покажува испрекинатата линија на слика 5.1. Оваа дифузорност на куќиштето може да започне веднаш зад работното коло.

Поради карактерот на струење во дифузорот кај аксијалните пумпи може да настане одлепување на граничниот слој од цврстите струјни површини (лопатките на работното коло и дифузорот) и образување на вртлози. Поради тоа, за да аксијалната пумпа би имала поголем степен на искористување потребно е при проектирањето и конструирањето да се обрне посебно внимание.

Поделбата на аксијалните пумпи може да се изврши врз основа на следните карактеристики :

1. Sprema бројот на работни кола: едностепени аксијални пумпи, кога има едно работно коло (слика 1.2 и 5.1) и многу ретко како двостепени аксијални пумпи (слика 5.2) кога на вратилото се поставени две работни кола.

2. Sprema конструикцијата на работното коло: со неподвижни лопатки на работното коло и работни кола со лопатки кои што можат да се регулираат т.е. со подвижни лопатки. Во првиот случај, лопатките се цврсто насадени главчината на работното коло. Во вториот случај, лопатките се ротираат околу својата оска кога пумпата не работи, или, ако вратилото е шупливо и постои регулационен уред тогаш тие можат да се ротираат и во текот на работа на пумпата. Овие пумпи се викаат Каплан пумпи. Во последно време кај современите аксијални пумпи се вградува регулационо предколо, за регулирање на протокот и напорот.

3. Sprema положбата на вратилото: хоризонтални, вертикални и коси. Најчесто се употребуваат вертикалните аксијални пумпи, т.е. пумпи со вертикална положба на вратилото.

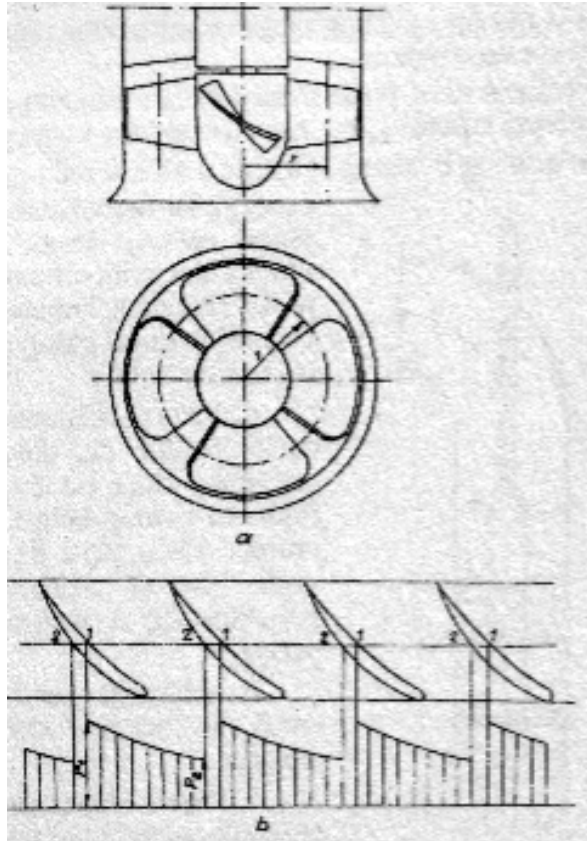
4. Sprema флуидот кој го транспортираат аксијалните пумпи можат да бидат: за чиста или загадена вода, за хемиски, агресивни или абразивни флуиди и др.

5.2. КИНЕМАТИКА НА СТРУЕЊЕТО КАЈ АКСИЈАЛНА ПУМПА. ПРАВА ПРОФИЛНА РЕШЕТКА - ОСНОВНИ РАВЕНКИ

5.2.1. Општа карактеристика на струење кај аксијалните пумпи

При анализа на кинематиката на струење во работните елементи на аксијалните пумпи мора да се внесат некои претпоставки:

1. Се зема дека струењето низ пумпата е стационарно-апсолутно во елементите пред и позади работното коло. Апсолутното струење во областа на работното коло не е стационарно поради разликата во притисоките на спротивните страни на лопатките, т.е. на предната и грбанта страна на лопатките. Ако работното коло се пресече со еден коаксијален цилиндар (ваљак) на произволен радиус r , а потоа обвивката се развие во рамнина на цртежот, се добиваат бесконечен број еднакви профили, распоредени на еднакви растојанија, т.е. чекор t и се добива т.н. права профилна решетка слика 5.3-а. Овдека притисокот на предната страна (1) е поголем од притисокот на грбаната страна (2), а притисокот по должина на струјниот дел помеѓу два соседни профили се менува, како што е прикажано на сликата 5.3-б. Релативната брзина на струењето w на предната страна на профилот е помала од брзината на грбаната страна на профилот поради што апсолутната брзина на струењето во областа на работното коло е нестационарно. Ако влезниот раб на дифузорот е близу излезната ивица од работното коло, нестационарното апсолутно струење во работното коло влијае на карактерот на струењето во дифузорот. Ако растојанието е поголемо, тоа влијание се намалува или воопшто го нема. При пресметката на дифузорот се зема дека струењето во работното коло е стационарно.

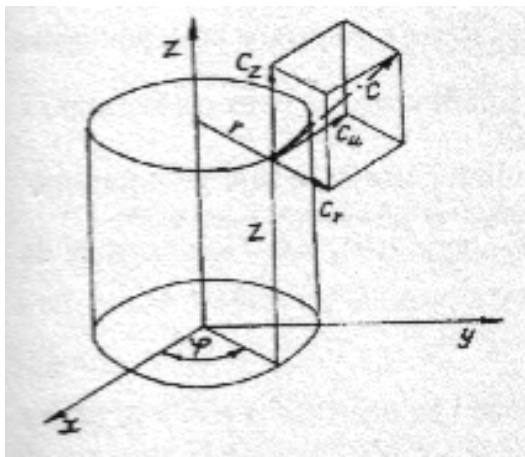


Слика 5.3

2. Се претпоставува дека струењето во работното коло и дифузорот се одвива при отсуство на радијалната компонента на апсолутната брзина, т.е. $c_r=0$, па заради тоа

$$c=c_z+c_u$$

деловите од течноста се движи по коаксијални површини. Во тој случај струењето на флуидот во еден слој не влијае на струењето на флуидот во друг слој.



Слика 5.4.

Во реалноста, во повеќето случаи овој услов не може да се прифати, бидејќи главчината, на која се насадени лопатките на работното коло, со кружен пресек, потоа, евентуална специфичност во близина на надворешниот раб на лопатките (до кукиштето), дифузорноста на меридијанскиот пресек на задколото и др. Поради овие набројани влијанија неопходна е корекција при пресметката на проточните елементи на аксијалната пумпа.

3. Се зема дека апсолутното струење пред и позади работното коло е осносиметрично и без виор, т.е. потенцијално.

Струењето да се набљудува во цилиндричен координатен систем, чија оска z се поклопува со оската на ротација на работното коло, слика 5.4. Положбата на секое делче на течноста се определува со поларен агол φ , радиус r и координата z . Во општ случај: апсолутната брзина c е во векторски облик $c=c_u+c_r+c_z$, а бидејќи $c_v=0$, $c=c_u+c_z$.

Ако струењето е осносиметрично, брзината при даден радиус r е независна од поларниот агол φ , па следи:

$$\frac{\partial c_r}{\partial \varphi} = \frac{\partial c_u}{\partial \varphi} = \frac{\partial c_z}{\partial \varphi} = 0 \quad (5.1)$$

Од друга страна, струењето е виорно, тогаш компонентите се со ротационен вектор w_y во цилиндричен координатен систем:

$$w_u = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{\partial c_z}{\partial r} \right) \quad (5.2)$$

$$w_r = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial c_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial (rc_u)}{\partial z} \right] \quad (5.3)$$

$$w_z = \frac{1}{2r} \left[\frac{\partial (rc_u)}{\partial r} - \frac{\partial c_r}{\partial \varphi} \right] \quad (5.4)$$

За случај кога струењето пред и позади работното коло е потенцијално и ако $c_r=0$, од равенките (5.1 и 5.2) следи:

$$\frac{\partial c_z}{\partial r} = 0 \quad \text{или} \quad c_z = \text{const} \quad (5.5)$$

т.е. во тој случај потенцијалното струење е $c_m=c_z$.

Од условот дека струењето е осносиметрично, тогаш, во општ случај $\frac{\partial c_z}{\partial \varphi} = \frac{\partial r}{\partial \varphi} = 0$, па до рзвениките (5.3 и 5.4) следи дека е:

$$\frac{\partial (rc_{um})}{\partial z} = \frac{\partial (rc_u)}{\partial r} = 0 \quad (5.6)$$

или, $rc_u=\text{const}$.

Од претходно изложеното може да се заклучи дека струењето, пред и позади работното коло, се потчинува на законот за потенцијално виорно струење.

При воведување на претпоставките во областа на работното коло, струењето е потенцијално само во меридијанска рамнина (што значи дека важи $c_z=\text{const}$ и $w_u=0$).

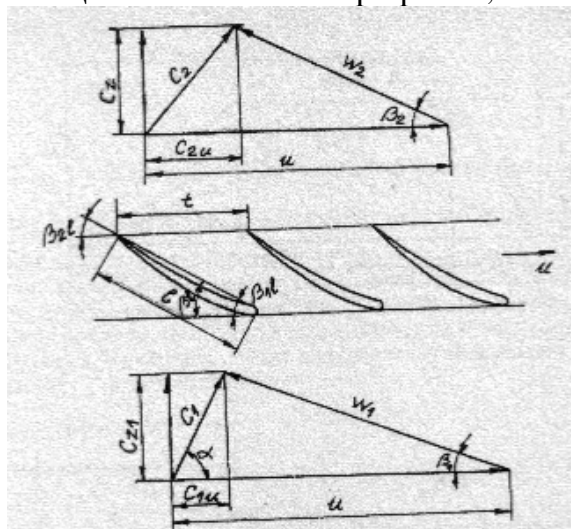
Во општ случај, во област на работното коло апсолутното струење не е потенцијално, т.е. $rc_u \neq \text{const}$, бидејќи $w_r \neq 0$ (поради $\frac{\partial (rc_u)}{\partial z} = 0$), од каде следи дека $w_z \neq 0$ (што повторно покажува дека $\frac{\partial (rc_u)}{\partial z} \neq 0$).

Во случај кога струењето во аксијалната пумпа не е потенцијално и за кое струење важи дека $c_r \neq 0$, струјните линии во меридијанската рамнина потполно не се совпаѓаат или потенцијалниот услов за струењето не е исполнет, значи постои разлика, но таа разлика е толку мала или без посебно значење, па практично може да се занемари.

5.2.2. Карактеристични големини кај права решетка од профили Триаголници на брзините и основна равенка на аксијална пумпа

Рамнинската решетка, оформена од профилот на работното коло, со посредство на цилиндричен пресек на произволен радиус r , се карактеризира со следните параметри, слика 5.5:

- чекор на решетката $t=2\pi r/z_k$ растојание помеѓу два соседни профила, мерено по оската на решетката;
- z_k број на профилите во решетката еднаков е на бројот на лопатки во работното коло;
- скелетницата или средната линија на профилот во решетката е геометриско место на центарот на круговите впишани во профилот;
- тетива на профилот е правата која го спојува челото и опашката на профилот, т.е. почеток и крај на скелетницата, l е должина на тетивата;
- релативен чекор на решетката е $t = \frac{t}{l}$;
- густина на решетката е реципрочна вредност на релативниот чекор на решетката, т.е. $\tau = \frac{l}{t}$;
- брзината на движење на решетката во рамнината е еднаква по бројна вредност на обемната брзина на работното коло на местото на развивање, т.е. пресекот на радиусот r , $u=r\omega$, а во права профилна решетка тоа е преносната (обемната) брзина;
- оската на решетката е права со насока која се поклопува со правецот на обемната (преносна) брзина u ;
- агол на тетивата на профилот β_r е агол помеѓу тетивата на профилот и оската на решетката, а се обележува уште и како β_n ;
- аголот на решетката β_p е агол помеѓу нормалата на тетивата на профилот и оската на решетката и е еднаков на $\beta_p + \beta_n = 90^\circ$;
- нападниот агол на влез во решетката $\Delta\beta_1$ е агол помеѓу правецот на брзината на челото на профилот ω_1 и тангентата на скретницата на челото на профилот, значи $\Delta\beta_1 = \beta_{1n} - \beta_1$.



Слика 5.5

Преносните брзини на струењето пред и позади работното коло се еднакви, бидејќи тешноста влегува и излегува на ист радиус r , значи дека $u_1=u_2=u=r\omega$. Од равенката за континуитет следи, дека и осните (меридијански) брзини се еднакви т.е. $c_{1z}=c_{2z}=c_z=c_m$.

Ако апсолутната брзина на струењето пред правата профилна решетка е c_1 и ако од неа се одбие векторската преносна брзина на струењето на влез во решетката u се добива $w_1=c_1-u_1$, слика 5.6. Брзината w_1 на влезот во решетката е под агол β_1 , во однос на оската на решетката. Брзините c_1 , u и w_1 го образуваат влезниот триаголник на брзини пред решетката.

Ако w_2 е релативната брзина на струењето позади профилната решетка и на неа и се додаде векторската преносна брзина u ќе се добие апсолутната брзина на струењето c_2 позади решетката и со неа се формира излезниот триаголник на брзината позади профилот на решетката.

Бидејќи $u_1=u_2=u$ и $c_{1z}=c_{2z}=c_z$, следи дека триаголниците на брзините пред и позади решетката може да се нацртаат заедно, како што е прикажано на слика 5.6.

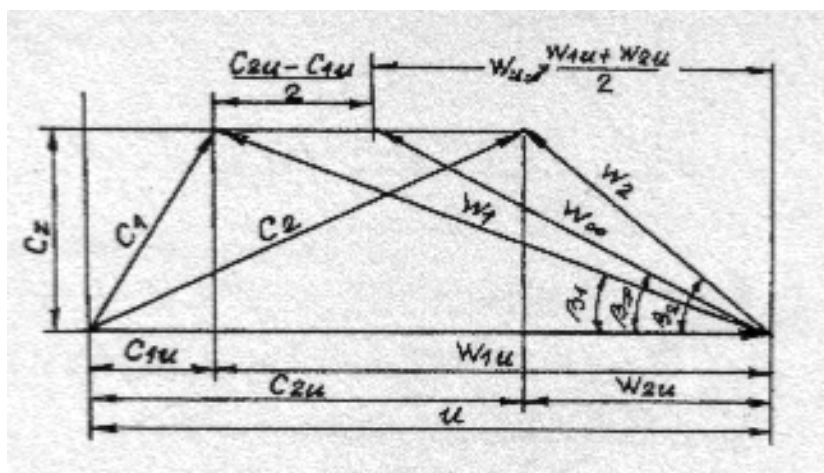
Векторскиот полубир на релативните брзини на струењето на влезот и излезот од работното коло $w_\infty=(w_1+w_2)/2$, во теоријата на права профилна решетка кај турбомашините се нарекува бескрајна релативна брзина, и истата во аеродинамиката важи за опструјување на осамен профил.

Од, сликата 5.5, се гледа дека е:

$$w_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}\right)^2} \quad (5.7)$$

$$\text{и} \quad \text{tg}\beta_\infty = \frac{c_m}{u - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2}} \quad (5.8)$$

каде β_∞ е агол кој го зафаќа правецот на бескрајната брзина со тетивата на профилот на решетката.



Слика 5.6

Ако струењето пред работното коло е со брзина $c_{1u}=0$, триаголникот на брзина на влезот е правоаголен (слика 5.5), а равенките (5.7 и 5.8) преминуваат во следниот облик:

$$w_{\infty} = \sqrt{c_z^2 + \left(u - \frac{c_{2u}}{2}\right)^2} \quad (5.9)$$

$$\operatorname{tg} \beta_{\infty} = \frac{c_m}{u - \frac{c_{2u}}{2}} \quad (5.10)$$

Теоретскиот напор, односно единечната работа на колото на аксијална пумпа за радиус r , се определува кога во равенката за работа на колото се воведат дека $c_{1u} = c_{2u} = u$ т.е.:

$$H_{K\infty} = \frac{u}{g} (c_{2u} - c_{1u}) = \frac{u \Delta c_u}{g} \quad (5.11)$$

ако $\zeta_{1y} = 0$, следи:

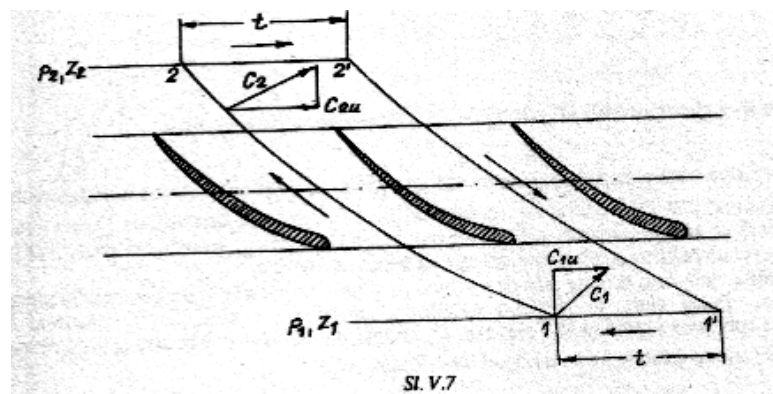
$$H_{K\infty} = \frac{u c_{2u}}{g} \quad (5.12)$$

Ако кај аксијалните пумпи (слика 5.6) $c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u} = \Delta w_u$, може да се напише:

$$H_{K\infty} = \frac{u \Delta c_u}{g} = \frac{u \Delta w_u}{g}$$

Равенките (5.11) и (5.12) претставуваат еден од основните облици на равенки за аксијалните турбомашини.

Напорот H_k може да се претстави и преку циркулација на брзината околу лопатките Γ_1 (слика 5.7). За таа цел се формира затворена контура околу профилот во решетката која ја образуваат две струјни линии 1-2 и 1e-2e, кои се наоѓаат на чекор $t = 2\pi/z_k$ и две линии 2e-2 и 1e-1 паралелни со оската на решетката. За насока на циркулација на брзината се зема насоката на движење на стрелките на часовникот. Циркулацијата на брзината по должина на струјната линија 1-2 еднаква е на циркулацијата на брзината на делот 2e-1e, но со спротивен смер, па меѓусебно се поништуваат. Од овде следи дека циркулационата брзина околу контурата на профилот еднаква е на сума од циркулационата брзина по линиите 2-2e и 1-1e, од каде следи дека е:



Слика 5.7

$$\Gamma_l = t(c_{2u} - c_{1u}) = \frac{2r\pi}{z_k} (c_{2u} - c_{1u}) \quad (5.13)$$

Ако равенката (5.13) се помножи и подели со аголната брзина w и се земе дека $u=rw$, се добива:

$$\Gamma_l = \frac{2\pi u}{z_k w} (c_{2u} - c_{1u})$$

Циркулацијата на брзината Γ_k околу сите профили во правата профилна решетка е:

$$\Gamma_k = z_k \Gamma_l = \frac{2\pi}{w} u (c_{2u} - c_{1u}) \quad (5.14)$$

Бидејќи равенката (5.11) е $gH_k = u(c_{2u} - c_{1u})$ и ако ова се замени во равенката (5.14) се добива:

$$\Gamma_k = \frac{2\pi}{w} gH_k = \frac{2\pi Y_k}{w}$$

бидејќи $Y_k = gH$, или

$$H_k = \frac{w}{2\pi g} \Gamma_k = \frac{w}{2\pi g} z_k \Gamma_l \quad (5.15)$$

односно,

$$Y_k = \frac{w}{2\pi} z_k \Gamma_l$$

5.3. ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА ОСНОВНИТЕ КОНСТРУКТИВНИ ПАРАМЕТРИ НА РАБОТНОТО КОЛО

За пресметка на аксијална пумпа потребно е да се знаат протокот Q (m^3/s), напорот H , брзината на вртежите n (s^{-1}). Со задавањето на брзина на вртежи n се утврдува дозволената всисна висина на пумпата. Најчесто се задаваат обратно, саканата всисна висина која пумпата треба да ја оствари, а од тој услов се пресметува брзината на вртежи n .

Прво, треба да се определат основните параметри кои ја карактеризираат геометријата на работното коло, по што се почнува со детална пресметка и конструирањена лопатките. За определување на надворешниот пречник D_e и главата D_i , неопходно е да се знае брзината c_z пред влезот во работното коло. Може да се искористи изразот на Рундев:

$$c_z = (0.92 - 1.23) \sqrt[3]{Q_n^2} \quad (5.16)$$

каде: n (s^{-1})

Протокот на пумпата се определува по равенката (слика 5.8):

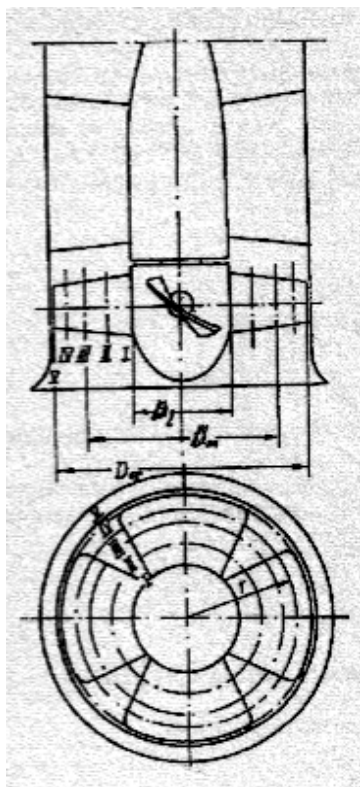
$$Q = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) c_z = \frac{\pi}{4} D_e (1 - m^2)$$

каде: $m = D_i/D_e$

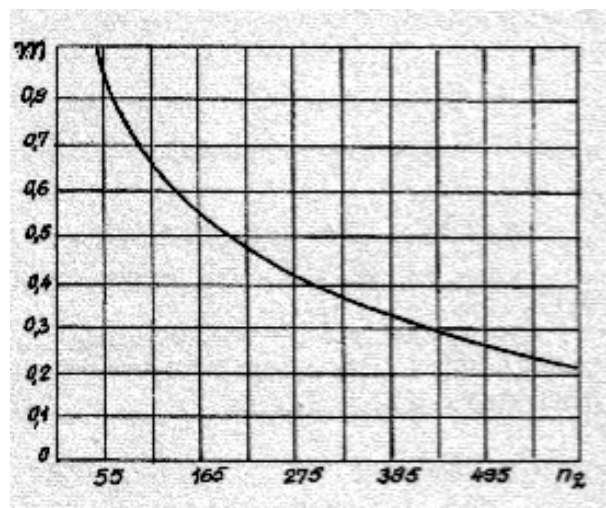
Кога претходната равенка ќе се реши по надворешниот пречник на работното коло D_e ќе се добие:

$$D_e = \sqrt{\frac{4Q}{\pi c_z (1 - m^2)}} \quad (5.17)$$

Бездимензискиот однос на пречниците m зависи од специфичната брзина n_q и се препорачува да се определи по сликата 5.9.



Слика 5.8



Слика 5.9

Изборот на бројот на лопатки z_k треба да се совпадне со релативниот чекор l/l , односно со густината на решетката $\tau=l/t$, кој треба да обезбеди оптимален степен на корисност на пумпата.

Бројот на лопатки на работното коло z_k зависи од специфичната брзина на вртење n_q . Изборот на бројот на лопатки се врши од табелата

табела

n_q	135-136	165-220	220-275	275-330
z_k	6-5	5-4	4-3	3-2

Во некои случаи од конструктивни причини може да се одстапи од горните вредности за n_q и z_k , како на пример, кога се предвидува вградување на механизам за движење на лопатките на работното коло во главчината на работното коло и во некои други случаи.

Пресекот на лопатките кај главчината се проверува во однос на јакост. Максималната дебелина на лопатките се определува со равенката:

$$\delta_{\max} = (0,012-0,015)D_e \sqrt{H_{\max}} \quad (5.18)$$

каде $H_{\max} = 1,5H$. Дебелината на лопатките на надворешниот пречник се зема помала од пресметаната кај главчината (5.18). Промената на дебелината од главчината до куќиштето треба да се менува со блага промена.

Се разгледува определување на некои основни димензии на лопатките. Се разгледуваат неколку цилиндрични пресеци на лопатките на различни радиуси r и при тоа се определуваат некои карактеристични параметри кои одговараат на правите профилни решетки. Обично се земаат пет пресеци: кај главчината (I), куќиштето (V), среден (III) и помеѓу нив (II и IV), слика 5.8. За средниот пресек (III) се зема пресекот кој го дели активниот проточен пресек на два еднакви дела измеѓу главчината и куќиштето, следува:

$$D_m = \sqrt{\frac{D_e^2 + D_i^2}{2}} = D_e \sqrt{\frac{1+m^2}{2}} \quad (5.19)$$

Често се зема дека е приближно $D_m = D_e + D_i / 2$

Меѓупресеците (II и IV), се поставуваат на еднакво растојание помеѓу пресекот: I, II, III, IV.

Ако активниот проточен пресек е цилиндричен, тогаш осната компонента на брзината пред и позади работното коло е иста. Во меѓулопатичниот простор $s_{zk} > s_z$, поради намалување на проточниот пресек во зависност од дебелината на лопатките, при што:

$$c_{zk} = K c_z$$

каде: K -коэффициент на стеснување на проточниот пресек. За пресекот кај главчината $K = (1,1-1,15)$ а за пресек кај куќиштето $K = (1,03-1,08)$.

Коефициент на стеснување на проточниот пресек може да се определи од изразот:

$$K = \frac{1}{1 - \frac{A}{tl \sin \beta}} = \frac{1}{1 - \frac{2\delta_{\max}}{3t \sin \beta p}} \quad (5.20)$$

каде што:

A -површина на попречниот пресек на лопатките

t -чекор на лопатките во решетката

l - должина на тетивата на профилот на лопатките

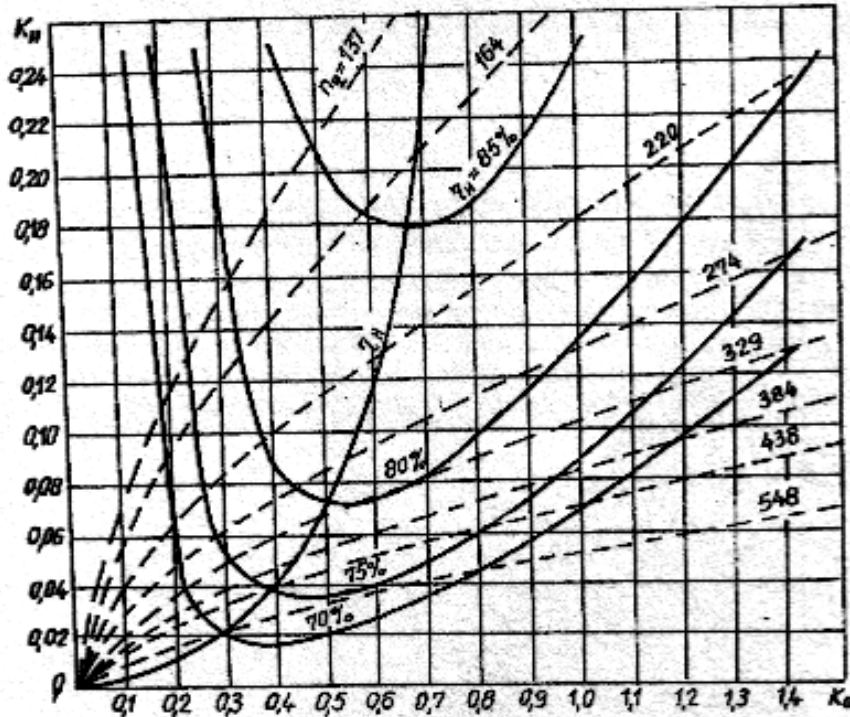
δ_{\max} -максимална дебелина на профилот

β_p -агол помеѓу тетивата на профилот и оската на решетката.

После завршување на пресметката на работното коло треба да се провери по равенката (5.20) вредноста на коефициентот на стеснување на проточниот пресек за секој избран пресек.

При пресметката на потребните параметри на профилот за одделните пресеци се зема дека секој пресек треба да обезбеди создавање на истиот напор H . Заради тоа е потребно да се пресмета теоретскиот напор H_k кој се определува за ориентационо усвоена вредност η_H од графикот на слика 5.10, која се пресметува од изразот:

$$H_k = \frac{H}{\eta_H} \quad (5.21)$$



Слика 5.10

Од изразот (5.11) следи дека е:

$$c_{2u} = \frac{gH_k}{u} + c_{1u}$$

каде: $u=2\pi n$

Брзината на влез c_{1u} зависи од начинот на доведување на течноста до работното коло. Во случај течноста да доаѓа до работното коло без вртлог и по најкраток пат, тогаш $c_{1u}=0$, па следи дека е:

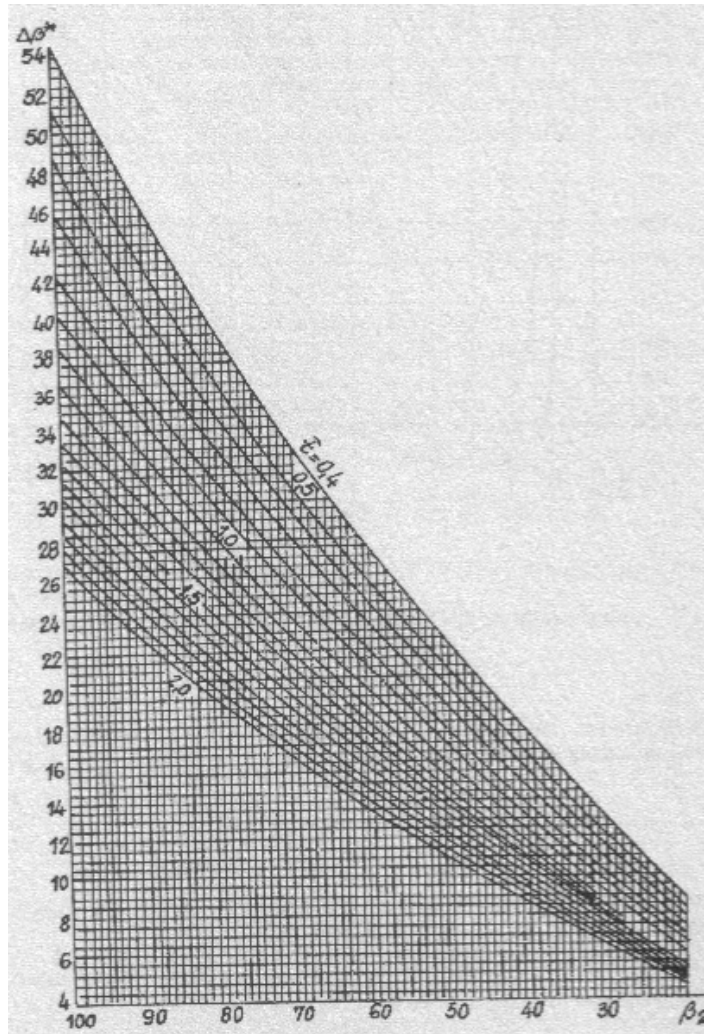
$$c_{2u} = \frac{gH_k}{u} \quad (5.22)$$

Од изразите (5.7) и (5.9) се определува безконечната брзина на струењето w_∞ , а по равенките (5.8) или (5.10) се определува аголот на безконечната брзина β_∞ .

Од триаголниците на брзините (слика 5.5) се определуваат аглите на струењето β_1 и β_2 на влезот и излезот од работното коло по равенката:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_z}{U - c_{1u}} \quad (5.23)$$

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_z}{u - c_{2u}} \quad (5.24)$$



Слика 5.11

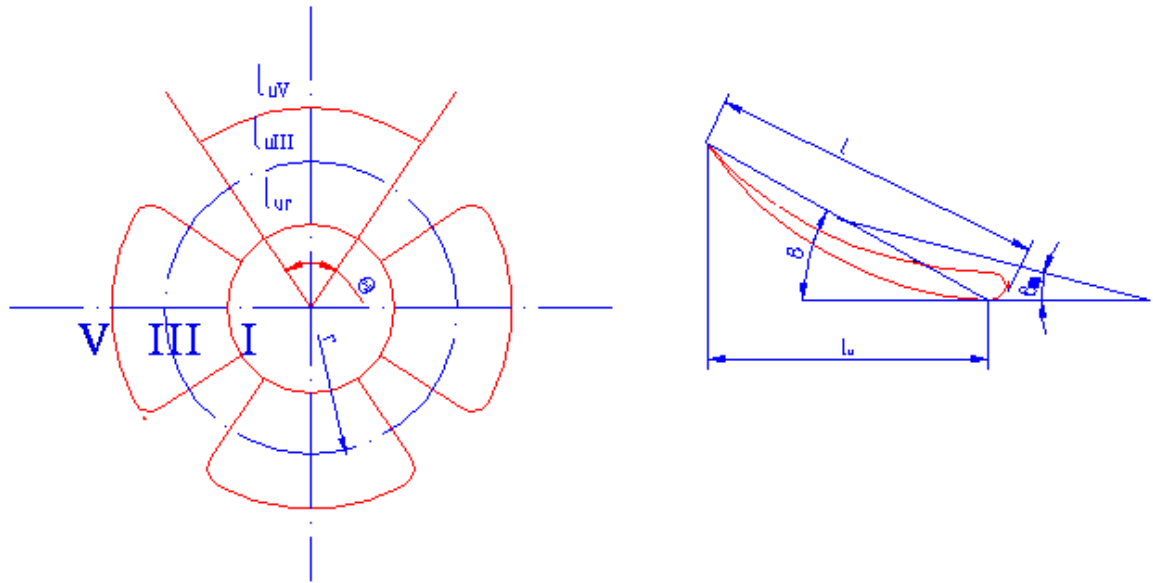
Откако се пресметани аглие на флуидната струја, се определува соодветното струјно свртување кое работното коло може да го оствари:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$$

Во поглед на свртување на струењето и одлепување на течнота од профилот, најзагрозен е пресекот и кај главчината. Поради тоа, релативниот чекор $\bar{t} = t/l = f(\Delta\beta, \beta_2)$, се определува од дијаграмот на слика 5.11. За останатите пресеци опасноста од одлепување на флуидната струја е многу мала, и повторно зависи од работниот режим. Периферниот пресек В е најнеповолен заради појавата на кавитација, бидејќи брината на опструјување на профилот е најголема.

Често се зема дека ортогоналната проекција на лопатките зафаќа централен агол θ (слика 5.12). во тој случај должината на тетивата во таа проекција е l_y нормално на преносната брзина, и тоа е:

$$l_U = l \cos \beta \approx l \cos \beta_\infty \quad (5.25)$$



Слика 5.12

После определувањето на релативниот чекор $\bar{t}_I = (t/l)_I$ кај главчината и чекорот $t_I = 2r_1\pi/z_k$, може да се определи должината на тетивата на профилот $l_I = \bar{t}_I/t$ и, секако $l_{uI} = l_I \cos \beta_{\infty I}$. Кога ќе се определи централниот агол се определува должината l_y и соодветната должина на тетивата на профилот $l = l_u \cos \beta_{\infty}$.

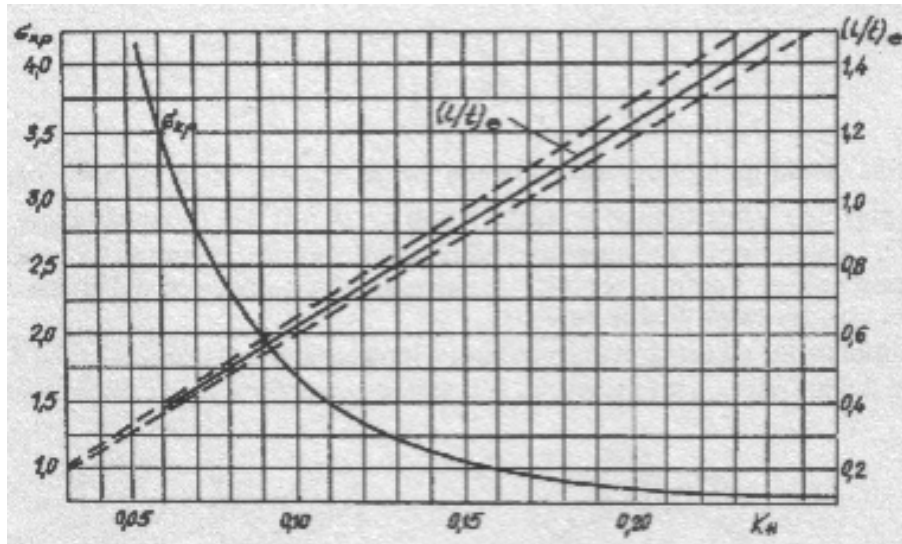
За останатите пресеци, вклучувајќи го и последниот пресек В, постапката се повторува и за секој чекор $t = 2r\pi/z_k$ се определува и релативниот чекор $\bar{t} = t/l$.

Во ортогонална проекција на пресекот од главчината кон оклопот централниот агол θ се намалува. Релативниот чекор $\bar{t} = t/l$, односно густината на решетката $\tau = l/\bar{m}$ треба да се менува благо по радиусот од главчината кон пресекот кај куќиштето.

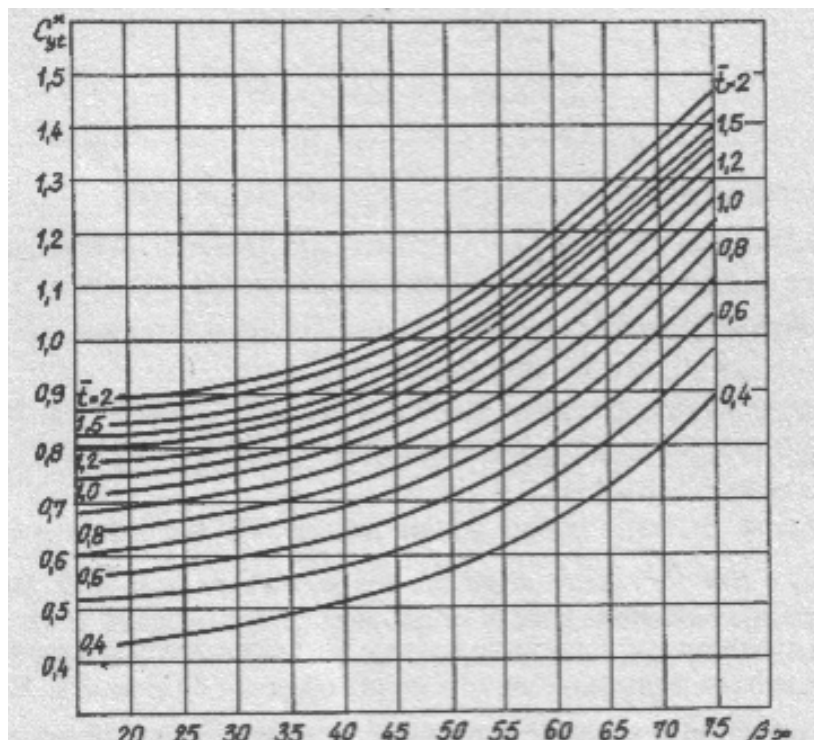
Се препорачува да се одбере густина на решетката $(l/t)_V$ кај куќиштето во зависност од коефициентот $K_H = H/n^2 D_e^2$, спрема дијаграмот кој е прикажан на сликата 5.13, кој е нацртан условно на најмалите хидраулични загуби на енергија. На дијаграмот е даден и коефициентот на кавитација $\sigma_{кр}$ во зависност од коефициентот κ_X (види глава 6). Густината на решетката која е определена спрема дијаграмот (слика 5.13), треба да е помала од онаа која е определена спрема дијаграмот (слика 5.11).

За точно определување на релативниот чекор $\bar{t} = t/l$, за секој пресек се определува теоретски коефициент на силата на узгон c_{yt} , за да се обезбеди сигурност во работа на избраната решетка заради формирање на граничен слој, бидејќи низ решетката струи вискозна течност. Поради тоа се определува теоретскиот коефициент на силата на узгон по изразот:

$$c_{yt} = \frac{t}{l} 2 \sin \beta_{\infty} \frac{\Delta c_u}{c_z} \quad (5.26)$$



Слика 5.13



Слика 5.14

На сликата 5.14 дадена е дозволената вредност на $c_{yt} = f(\beta_{\infty}, E)$. Неопходно е да биде $c_{yt} = c_{yt}^* t$, каде c_{yt}^* претставува пресметан коефициент на узгон. Вредноста на реалниот коефициент на силата на узгон c_{yt} на права профилна решетка се определува со помош на равенката:

$$c_{yt} = \frac{t 2gH_K c_z c_u \cos \varepsilon}{lW_{\infty}^2 u \cos(\beta_{\infty} + \varepsilon)} \quad (5.27)$$

Во последната равенка (5.27) обично се зема дека $\varepsilon = 1-2^\circ$. За добар избор на решетката на профилот се проверува одбраната вредност за ε ,

како и коефициентот на собирање на проточниот пресек заради дебелината на лопатките K .

За да може пумпата со сигурност да ги оствари бараните параметри, покрај определување на основните геометриски параметри на работното коло, бројот на лопатките, како и потребниот коефициент на силата на узгон, за профилите во решетката во поедини пресеци неопходно е да се пресметаат поедините профили.

5.4. ПРЕСМЕТКА НА ЗАДКОЛО (ДИФУЗОР) НА АКСИЈАЛНА ПУМПА

Дифузорот со лопатки или спроводниот апарат може да се пресмета со метода на висински сили. За таа цел неопходно е предходно да се определи кинематиката на струење на влез и излез од решетката на дифузорот.

Се разгледува дифузор со константен попречен пречник на струење кое е еднакво со попречниот пресек на струењето низ работното коло. Во тој случај аксијалната компонента на апсолутната брзина c_{z0} до и зад решетката на дифузорот е иста со брзината до и зад решетката на работното коло. Со намалување на проточниот пресек поради дебелината на лопатките во дифузорот, аксијалната компонента на апсолутната брзина во решетката малку ќе порасне, и тогаш ќе биде:

$$c_z = K c_{z0} \quad (5.28)$$

каде:

K -коефициент на снижувањето проточниот пресек и се движи од:

$K=1,05-1,10$ за попречен пресек кај главчината

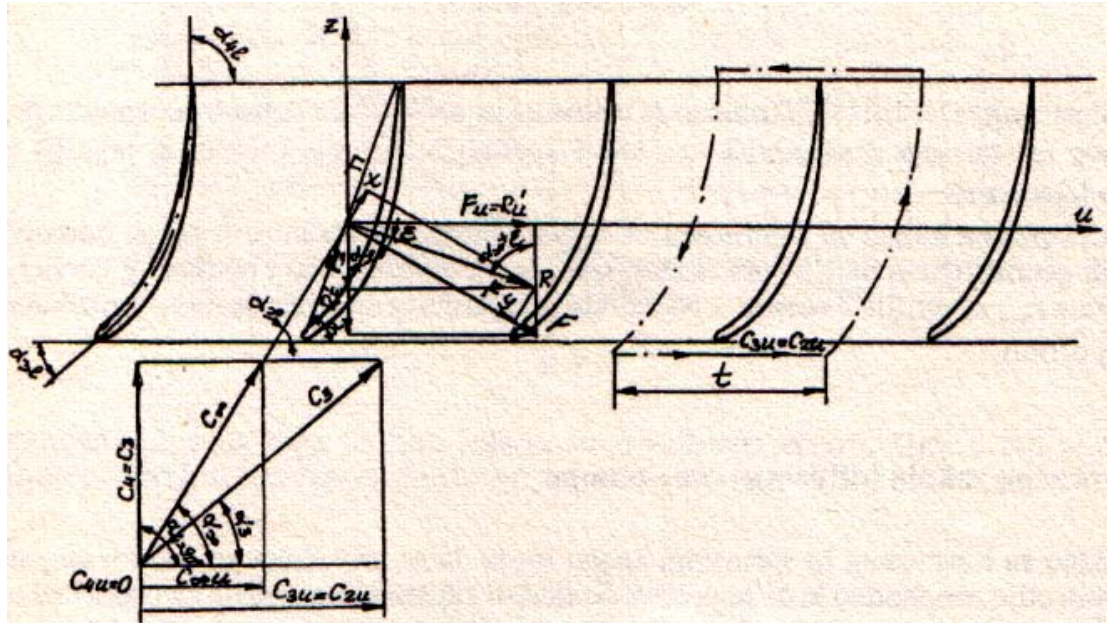
$K=1,02-1,05$ за попречен пресек кај оклопот

На влез во решетката на дифузорот компонента на апсолутната брзина c_{3u} еднаква е на брзината на излез од работното коло $c_{2u}=c_{3u}$. При излез од дифузорот заради аксијално струење $c_{4u}=0$.

$$c_\infty = \sqrt{c_z^2 + \left(\frac{c_{2u}}{2}\right)^2} \quad (5.29)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_\infty = \frac{c_z}{\left(\frac{c_{2u}}{2}\right)} = \frac{2c_z}{c_{2u}} \quad (5.30)$$

аголот што одговара е $\alpha_\infty = \operatorname{arc} \tan \frac{2c_z}{c_{2u}}$.



Слика 5.15

На слика 5.15 прикажани се брзините c_3 и c_4 на влез и излез од решетката на дифузорот, како и бескрајната векторска брзина на струењето.

Силите кои дејствуваат на профилот во решетката на дифузорот можат да се определат како што е изложено претходно, за пресметка на работното коло. Во равенките кои ги определуваат силите што одговараат на профилот, брзината w_∞ се заменува со c_∞ , а аголот β_∞ со аголот α_∞ .

Проекција на резултантната сила F во правецот на оската на решетката е:

$$F_u = \rho c_z \Gamma l = \rho c_z t c_{2u} \quad (5.31)$$

Γ -брзина на циркулација околу профилот на дифузорот во решетката и е:

$$\Gamma = t(c_{2u} - 0) = t c_{2u}$$

или:

$$F_u = \frac{F_y \sin(\alpha_\infty + \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \quad (5.32)$$

Ако се изедначат десните страни на двете последни равенки, за F_u и равенката се реши по чекорот t :

$$t = \frac{F_y \sin(\beta_\infty + \varepsilon)}{\rho c_z c_{2u} \cos \varepsilon} \quad (5.33)$$

Узгонската сила кај дифузорот со лопатки се дефинира аналогно како и кај подвижните решетки со таа разлика што сега егзистира брзината c_∞ значи:

$$F_y = c_{yr} \frac{\rho}{2} c_\infty^2 l \quad (5.34)$$

од каде што следи :

$$c_{yr} l = \frac{2F_y}{\rho c_\infty^2} \quad (5.35)$$

c_{yr} -коэффициент на узгонска сила на профилот во решетката на задколото.

После средовање на равенките 5.33 и 5.35, се добива :

$$c_{yt} \frac{l}{t} = 2 \frac{\sin 2\alpha_{\infty} \cos \varepsilon}{\sin(\alpha_{\infty} + \varepsilon)} \quad (5.36)$$

каде: $\cos \alpha_{\infty} = \frac{c_{2u}}{2c_{\infty}}$

или: $2 \cos \alpha_{\infty} = \frac{c_{2u}}{c_{\infty}}$

Од равенката 5.36, следи:

$$c_{yt} = \frac{t}{l} \frac{2 \sin 2\alpha_{\infty} \cos \varepsilon}{\sin(\alpha_{\infty} + \varepsilon)} \quad (5.37)$$

Теоретскиот коефициент на узгонската сила е:

$$c_{yt} = 4 \frac{t}{l} \cos \alpha_{\infty} \quad (5.38)$$

Од големините кои се дадени на сликата 5.15, произлегува дека е :

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_z}{c_{3u}} \quad \text{или} \quad \alpha_3 = \operatorname{arctg} \frac{c_z}{c_{3u}} \quad (5.39)$$

каде што се зема $\alpha_4 = 90^\circ$

Струјното движење во дифузорот во тој случај е:

$$\Delta \alpha = \alpha_4 - \alpha_3 = 90^\circ - \alpha_3 \quad (5.40)$$

Со помош на α_4 и $\Delta \alpha$ се определува од дијаграм даден на слика 5.12, релативниот чекор $\bar{t} = t/l$, а со помош на \bar{t} и α_{∞} од сликата 5.13, неопходно е да се определи теоретскиот коефициент на узгонот за профил во решетка $c_{yt} = f(\bar{t}, \alpha_{\infty})$ кој треба да биде помал или еднаков од пресметаниот c_{yt} по равенката 5.37.

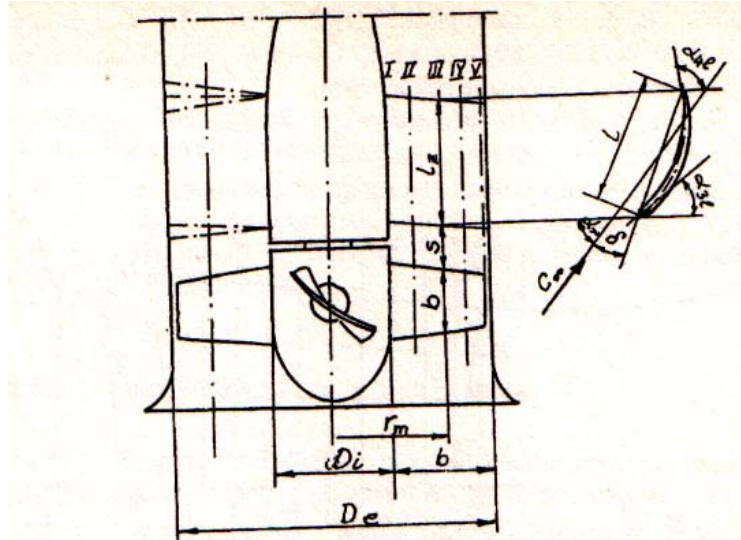
Бројот на лопатки во дифузорот треба да биде $z_z = z_k \pm (2-6)$, каде z_k е број на лопатки на работното коло. Обично се зема бројот на лопатките во дифузорот да биде помал или поголем од бројот на лопатки во работното коло, $z_z \neq z_k$. Од ова се гледа, дека за мал број на лопатки во работното коло одговара и мал број на лопатките во дифузорот, што пак зависи од специфичната брзина на вртење n_q .

Основното растојание помеѓу работното коло и дифузорот обично се усвојува $s = (0,4-0,5)b$, каде b е висина на лопатките на работното коло во меридијанската рамнина. Лопатката на дифузорот може да биде со константна должина l_z во меридијанскиот пресек кај различните радиуси r , бидејќи растојанието s е приближно еднакво по радиус. Меѓутоа, должината l_z често се зема да е променлива по радиус, а излезниот раб може да биде закривен. На средниот пречник r_m должината на лопатките може да биде $l_z = (0,3-0,9)D_e$. Помала должина l_z се одбира тогаш кога е одбран поголем број на лопатките на дифузорот.

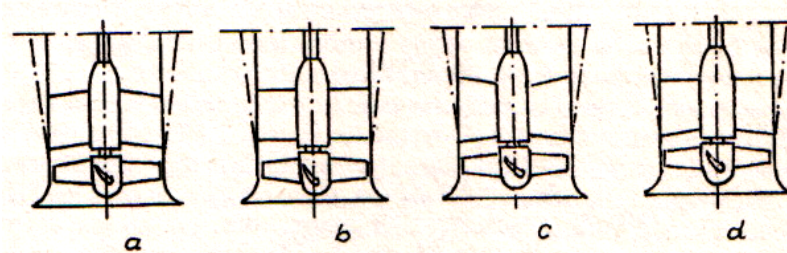
Обично се пресметува прво пречникот кај главчината за кој се определуваат големините $\alpha_{\infty}, c_{\infty}, c_z, \alpha_4, \alpha_3$ и $\Delta \alpha$. Од дијаграмотна слика 5.11 се определува потоа $\bar{t} = f(\Delta \alpha, \alpha_{\infty})$. Се зема должината на лопатката во меридијанска проекција l_z кај главчината и се определува должината на тетивата на профилот (види слика 5.16.).

$$l = \frac{l_z}{\sin(\alpha_\infty + \varepsilon)} \approx \frac{l_z}{\sin \alpha_\infty} \quad (5.41)$$

Потоа се определува чекорот $t = \bar{l}t$ и бројот на лопатки $z_z = \pi D/t$. За број на лопатки, пресметан по овој израз, се зима цел број, после тоа повторно се пресметува чекорот $t = \pi D/z_z$, должината на тетивата $l = \bar{l}t$ и должината $l_z \approx l \sin \alpha_\infty$.



Слика 5.16.



Слика 5.17.

Понекогаш, најнапред може да се определи бројот на лопатки на задколото z_z , а потоа да се одредат соодветните големини t , l и l_z .

По равенката 5.37 се одредува коефициентот на силата на узгон c_{yt} за профил во решетката, а по равенката 5.38 теоретскиот коефициент на узгон c_{yt}^* . Последниот се споредува со одредениот на сликата 5.11, т.е. $c_{yt} = f(\alpha_\infty, \bar{t})$. Неопходно е да биде $c_{yt} \approx c_{yt}^*$.

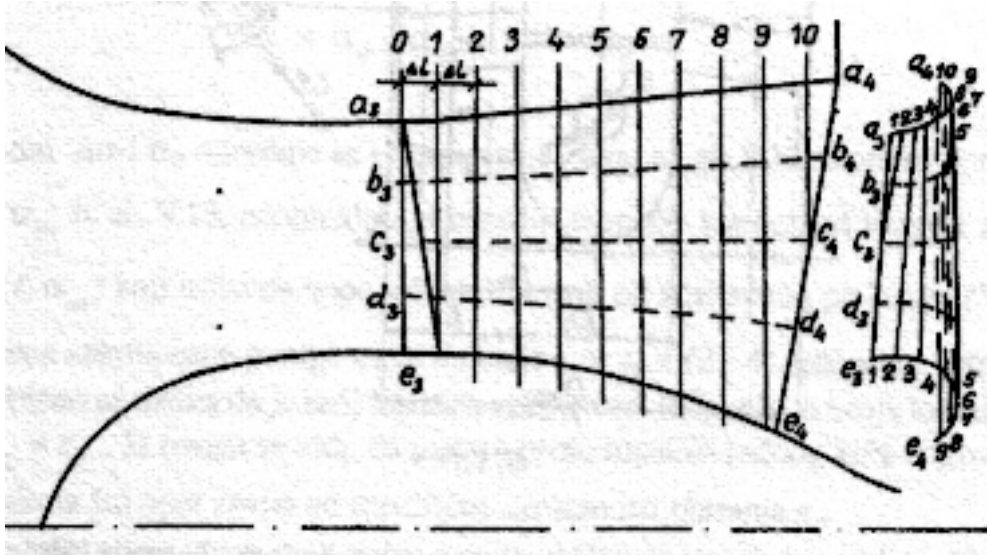
За останатите пресеци се одредуваат следните големини: $c_\infty, \alpha_\infty, t = \frac{2\pi r}{z_z}, l = \frac{z}{\sin \alpha_\infty}, \bar{t} = \frac{t}{l}, c_{yr}, c_{yr}^*$ и c_{yt} , но секогаш е неопходно да биде исполнет условот $c_{yt} \approx c_{yt}^*$.

Како што беше речено во претходната глава, (види глава 5.3), за пресметка на работното коло може да се изберат профили за решетката со одреден пресек и да се конструира задколо доколку има профилирани лопатки. По избор на соодветните профили следува по равенката 5.20 да се провери веќе избраниот коефициент на стеснување на проточниот пресек K (и сега наместо аголот β_∞ се воведува аголот α_∞).

Пресметка на задколото по метод "точка по точка"

Лопатките на задколото на осна пумпа можат да се пресметаат и проектираат по методот "точка по точка", како што е веќе направено кај завојните пумпи. Овој метод е прифатлив особено кога во меридијанска проекција задколото дифузорно се шири. Во тој случај осната брзина на излез од задколото е помала од осната брзина на влез и заради тоа неможат да се користат методи кои се базираат на иста осна брзина на влез и излез од задколото, како што е веќе речено.

Во веќе оформен меридејански пресек на осната пумпа, се одредуваат струјните линии (на пример, потенцијална метода) и се одредуваат меридијанските брзини c'_m (слика 5.18). Се одредуваат влезниот и излезниот раб на задколото, како и бројот на лопатки z_z . Се усвојува дебелина на лопатките која вообичаено зависи од механичката јакост и технологијата на изработка на задколото.



Сл 5.18

Од равенката:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{c_{3m}}{c_{3u}} = \frac{kc'_{3m}}{c_{3u}} = \frac{t_3}{t_3 - \sigma_3} \cdot \frac{c'_{3m}}{c_{3u}} \quad (5.42)$$

и влезниот агол на лопатките на задколото

$$\operatorname{tg} \alpha_{3l} = \mu \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (5.43)$$

каде $\mu=1,1-1,2$. Поголеми вредности за коефициентот μ се избираат кога растојанието помеѓу влезниот и излезниот раб на задколото е мал, т.е лопатките се кратки.

Аглите пресметани по равенките (5.42) и (5.43) се одредуваат за секоја струјна линија посебно.

Излезниот агол на лопатките на задколото α_{4l} се пресметува по равенката:

$$\operatorname{tg} \alpha_{4l} = - \frac{c_{4m}}{p_1 \cdot \frac{r_2 c_{2u}}{r_4}} \quad (5.44)$$

каде

$$p_l \frac{\psi_e r_4^2}{z_z s_z}$$

е поправен коефициент заради влијанието на конечниот број на лопатки на работата на задколото. Знакот "-" во равенката (5.44) зборува само дека аголот $\alpha_{4л} > 90^\circ$, s_z е статички момент на струјната линија, а експерименталниот број ψ_1 обично еизнесува $\psi_1=2,4$.

Ортогоналната проекција на лопаткината површина се црта како кај завојните пумпи. Потоа се дава законот за промена на аголот α_1 за секоја струјна линија од излезниот до влезниот раб на задколото. При пресметката се користат точки на струјната линија со споредбени рамнини 1, 2, 3, ..., кои се поставени на еднакви растојанија Δl и нормално на оската на пумпата (сл. 5.18). Линиите на пресек на тие рамнини со површините на лопатките, претставуваат моделски пресек на лопатките и потоа истиот се оформува во ортогонална проекција (сл 5.18).

5.5. МОДЕЛСКИ ПРЕСЕЦИ НА ЛОПАТКИТЕ НА РАБОТНОТО КОЛО И ЗАДКОЛО

Како резултат на пресметката на работното коло, односно дифузорот по еден од методите, се добива обликот на профилот и неговата стварна големина, како и положбата во решетката β_n под кои профилите се поставуваат на чекор t и со тоа се добива права профилна решетка. Добиените профили во реалноста се поставени на цилиндрична површина на соодветни полупречници r . Оската на ротирање на лопатките треба да поминува низ или близу до скелетницата на профилот. Овој услов е неопходен, посебно во случај кога регулацијата на пумпата се изведува со задвижување на лопатките на работното коло.

Профилот се поставува спрема оската на ротација обично така да истата се наоѓа на растојание $a=(0,4-0,5)l$ од влезниот раб, односно од челото на профилот. При тоа оската на лопатките треба да проаѓа на растојание a низ профилот (пример, на исто растојание од грбната и градната страна), но, може да се направат и некои отстапувања. Взаемната положба на профилите по должина на радиусот треба да се менува. Профилите во решетката треба да бидат подредени на резултантната инерцијална сила и моментот кој делува на лопатките при ротација и тие треба да бидат што помали, како и хидродинамичките сили и соодветните моменти. Во случај да се предвидува регулирање на пумпата со придвижување на лопатките на работното коло, неопходно е да се земат во обзир и карактеристики од моментите на профилот.

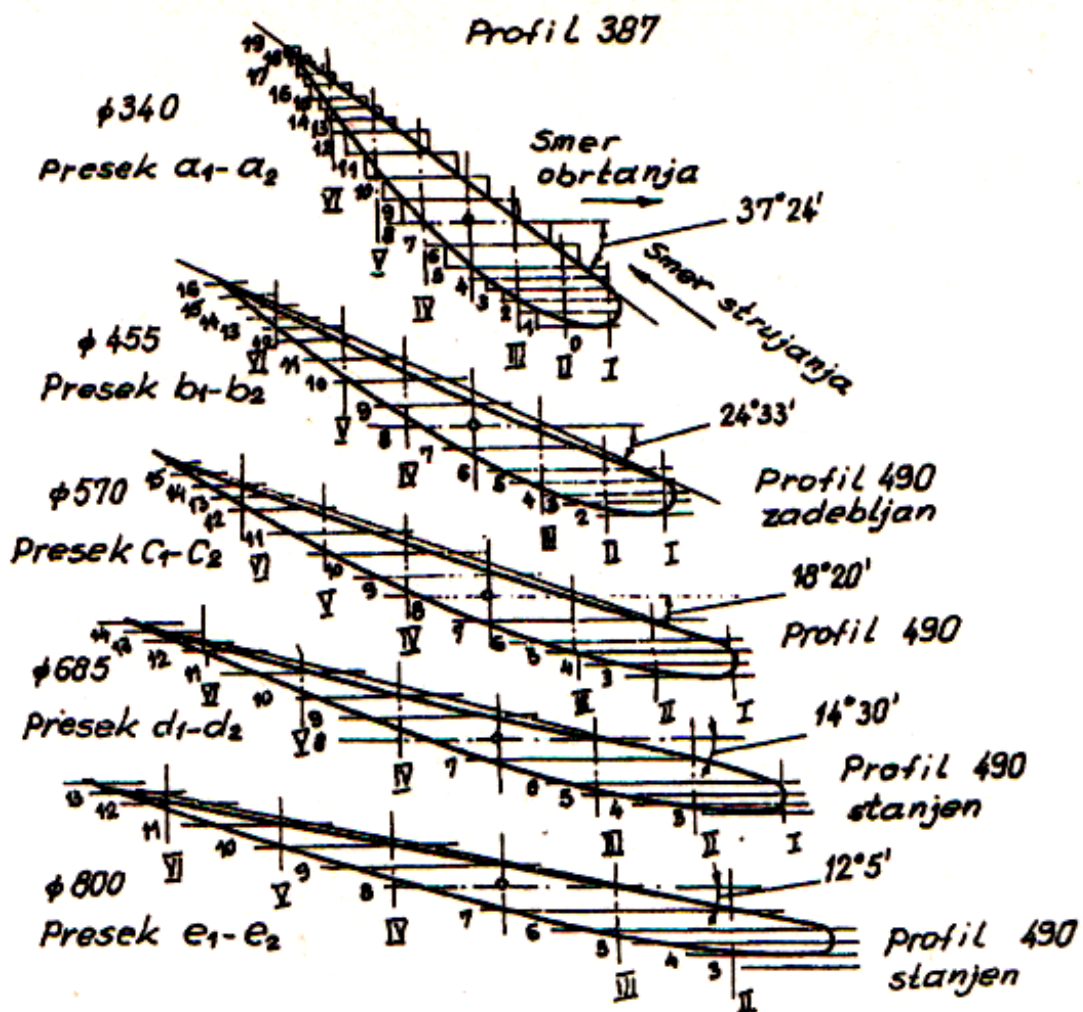
На слика 5.19 прикажани се профилите на лопатките на работното коло на една аксијална пумпа. Работното коло е пресметано по методот на узгонски сили. Местото каде поминува оската на лопатките покажано е низ секој профил и означено е со кругови. На слика 5.20 прикажан е цртеж на лопатките во три проекции. Моделските пресеци 1,2,3..., за соодветните страни на лопатките (градна или грбна), добиени се низ пресеците на профилот, кои се прикажани на слика 5.19, низ систем од паралелни прави, како растојанија помеѓу еднакво нумерирани прави и нивното растојание еднакво е за поедини профили. Моделските пресеци се цртаат со помош на

радијалните пресеци I,II,III... Сликата 5.20 се користи за изработка на моделски (столарски) цртежи за изработка на лопатките.

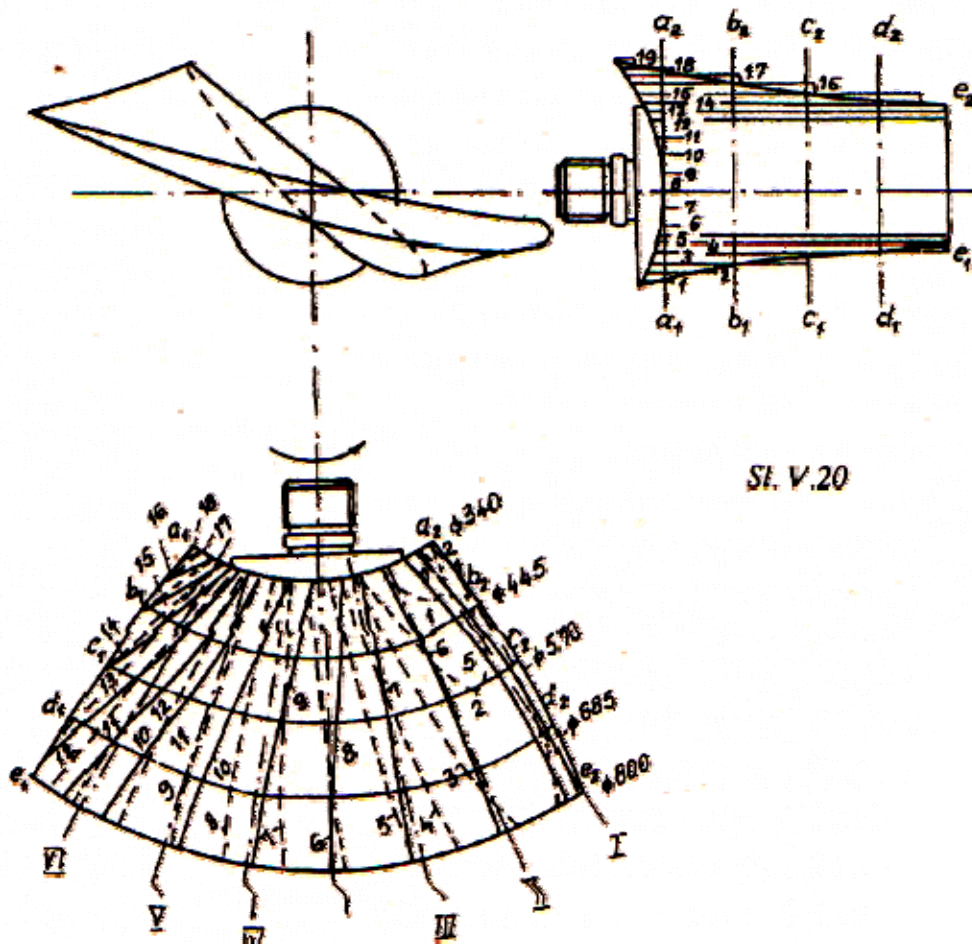
За изработка на помали работни кола можат да се користат профилите покажани на слика 5.19, кои се редат по цилиндрични површини со соодветни радиуси.

Цртежите за лопатките на дифузорот може да се изработат на начин како што е веќе речено за лопатките на работното коло. Влезниот агол α_{31} (слика 5.18) на лопатката на дифузорот не е осетлив по радиусот (кој е помал од главчината, а е поголем кај венецот), а промената на излезниот агол α_{41} е значително помала, па заради тоа профилот на лопатката кај главчината е под поголем нагиб отколку кај венецот.

Профилите на дифузорот обично се редат така, да во ортогонална проекција излезниот раб треба да биде радијален. Опфатниот агол на профилот во ортогонална проекција се намалува од главчината кон куќиштето. Во тој случај излезниот раб во ортогонална проекција не е радијален. Моделските пресеци се определуваат на ист начин како и за лопатките на работното коло, кога се користат и радијални пресеци.



Слика 5.19.



Слика 5.20

5.6. СОВРЕМЕНИ КОНСТРУКЦИИ НА АКСИЈАЛНИ ПУМПИ

На слика 5.21 прикажана е аксијална пумпа со неподвижни лопатки на работното коло. Лопатките се увртени во главчината на работното коло 1. Во задколото 3 поставено е долно лизгачко лежиште на пумпата. Заради значителната должина на вратилото предвидено е меѓулежиште 7. Куќиштето на пумпата 4 е со мала дифузорност. Во горното куќиште на вратилото 9 поставено е цилиндрично лежиште кое може да ја прифати аксијалната сила и радијално лежиште кое може да ги прифати радијалните сили. Радијалните лизгачки лежишта се подмачкуваат со помош на специјална пумпа за подмачкување. Наместо радијалните лизгачки лежишта може да се вградат гумени лежишта со водено подмачкување. Вратилото е составено од два дела 5 и 2, кои се споени со помош на чаури на навој 8. Вратилото е заштитено со специјална чаура.

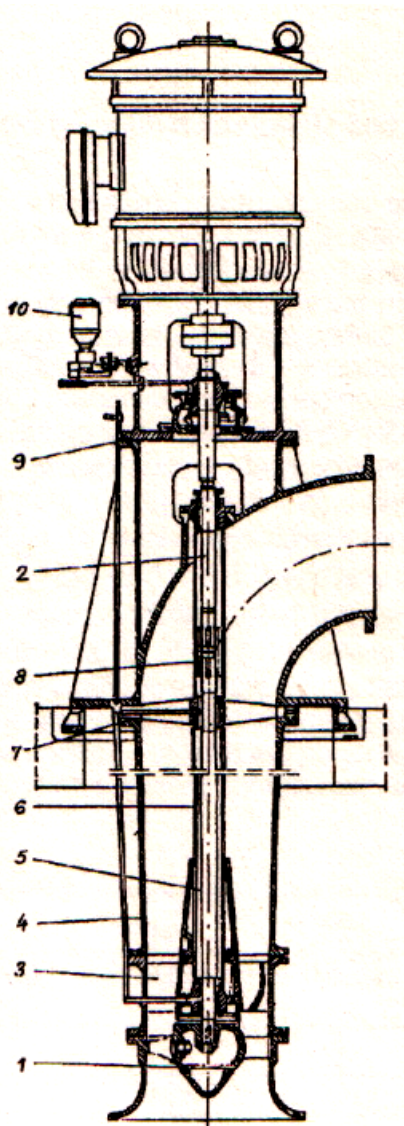
На слика 5.22 прикажана е аксијална пумпа ОР. На прстенот 1 монтирано е куќиштето 2 на работното коло 3, кое е составено од два дела, што ја олеснува монтажата и демонтажата на работното коло. Работното коло се поставува на крај на вратилото на пумпата 8. Над куќиштето на пумпата 2 се поставува задколото 4, а на него одводниот вод 7. Радијалните лежишта се лизгачки гумени лежишта. Подмачкувањето се

изведува со вода. Вратилото, на местото каде се поставени лежиштата и заптивките 6, е метализирано со нерѓосувачка заштита. Вратилото на пумпата и електромоторот споени се со помош на крута спојка. Аксијалната сила на пумпата ја прифаќа аксијалното лежиште на електромоторот.

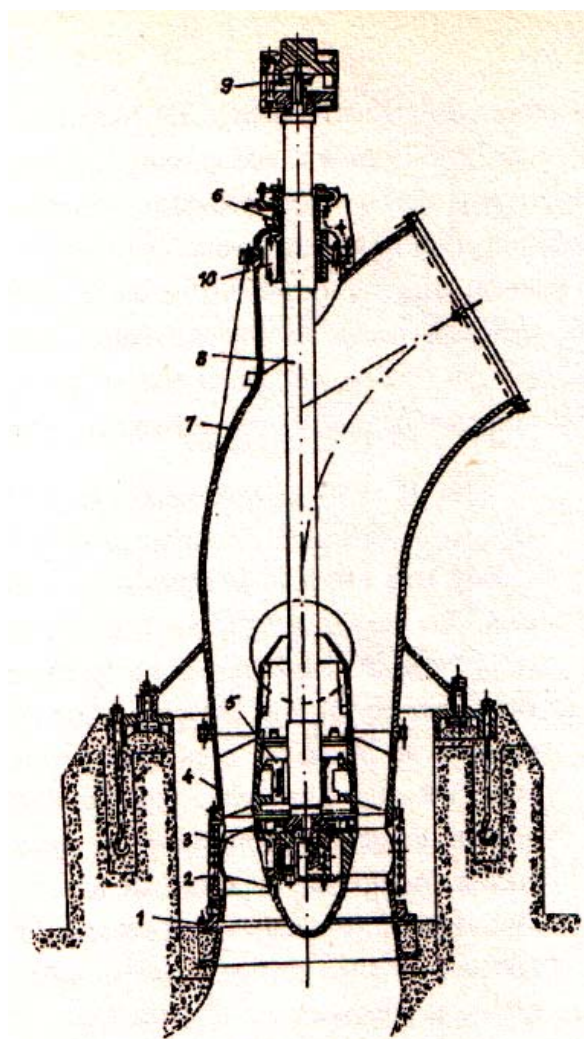
Карактеристично за овие пумпи е тоа што аголот на лопатката на работното коло може да се менува во зависност од режимот на работа на пумпата. За таа цел во главчината на работното коло поставен е специјален регулационен механизам. Овој регулационен механизам е погонуван со помош на механизмот 9 и осовинка која поминува низ шупливото вратило на пумпата. Механизмот за регулација 9 сместен е во спојката на пумпата и електромоторот. Регулирање на положбата на лопатките се врши кога пумпата стои т.е. не работи.

Аксијална пумпа од овој тип која не располага со механизам за задвижување на лопатките се означува само со О.

Пумпите од типот О и ОР имаат примена за протоци $Q=0,2-18 \text{ m}^3/\text{s}$ и напор $H=1,3-22\text{m}$.



Слика 5.21



Слика 5.22

6. КАВИТАЦИЈА И ВСИСНА ВИСИНА КАЈ ПУМПИ

6.1. УСЛОВИ ЗА ПОЈАВА НА КАВИТАЦИЈА КАЈ ПУМПТЕ

Кога на некое место од струјниот простор на пумпата апсолутниот притисок на течноста се намали, од било која причина, и стане еднаков или помал од притисокот на заситена водена пареа p_{vp} при дадена температура, ќе дојде до појава на т.н. **кавитација**. Оваа појава кај пумпите се манифестира со појава на меури исполнети со водена пареа или гас во флуидната струја. Овие кавитациски меури, носени од флуидната струја, доаѓаат во подрачје на повисок притисок каде рамнотежната состојба се нарушува, па меурите пукаат со голема брзина, по што околната течност се слева во тој простор при што се јавува локален хидрауличен удар. Како резултат на оваа појава, според некои истражувања, настанува зголемување на локалниот притисок од 20 до 400 МПа.

Физичкиот процес на појава на кавитација може да се подели во три фази. Во првата фаза, околната течност и меурите со пареа во флуидната струја се во рамнотежа, т.е. $p_e = p_i$. Во втората фаза, во областа на притисокот ($p_e < p_i$) доаѓа до нарушување на рамнотежната состојба и притисокот во меурите нагло расте, а притисокот на околината опаѓа, т.е. $p_e < p_i$ и меурот пука. Третата фаза настанува, кога притисокот на околината, односно во флуидната струја расте, т.е. $p_e > p_i$, меурите заради пореметување на рамнотежата пукаат и околната течност се слева во празниот простор кој настанал со пукање на меурите, т.е. доаѓа до појава на т.н. кавитациски каверни. Оваа каверна може да зафати значителен дел од струјниот простор и може да ја поремети структурата на струењето.

Ако струјниот (статички) апсолутен притисок во флуидната струја е еднаков или помал од притисокот на испарување тогаш се оформува меур со пареа (А), слика 6.1. Притисокот на кој течноста преминува во состојба на пареа и обратно зависи од температурата на течноста. За вода, важат следните притисоци на испарување дадени во следната табела 1:

$t^{\circ}\text{C}$	10	20	30	40	50
Притисок на испарување p_{vp} (МПа)	0,0012	0,0024	0,0043	0,0075	0,0126
	60	70	80	90	100
	0,0202	0,0317	0,078	0,0714	0,1033



Слика 6.1.

Со зголемување на притисокот во флуидната струја настанува пукање на меурот (В), слика 6.1. Пукањето е нагло и делови од течноста удираат со многу голема брзина во ѕидовите, поради што на местото на удар доаѓа до силно механичко напрегање, слика 6.1, што често предизвикува негово разорување (С).

Кај хидрауличните машини т.е. пумпи и водни турбини, кавитацијата најчесто се јавува на цврстите површини на струјниот простор каде течноста струи и во нивната близина (површинска кавитација) или на извесно растојание од цврстите површини во вртлози, кои се формираат во флуидната струја кога ќе се создадат услови за тоа (вртложна кавитација).

Кавитацијата може да се дефинира и на следниот начин дека тоа е појава на настанување и исчезнување на гасни меури во флуидната струја со константна температура, кога притисокот на течноста ќе опадне под температурата на ладно вриење. Кавитацијата е сложена, нестационарна појава која има уште некои особини кои сèште не се доволно разјаснети, како на пример, процесот на нејзиното настанување. Некои истражувања покажуваат, дека тенденцијата за појава на кавитација лежи во тенденцијата на т. н. кавитациски јадра, кои микроскопски се претставуваат како ненавлажнети цврсти честички и нерастворени гасни меурчиња, кои се наоѓаат во флуидната струја на реалната течност.

При решавањето на кавитациските меурчиња во близина на цврстите површини од проточниот дел на пумпата пропратено со систематски и со голем интензитет локални хидраулични удари, кои ги напаѓаат ѕидовите на проточниот дел, доаѓа до површински замор на материјалот и тој се разорува, при што се добива специфичен пораст на структурата. Кавитационото разорување го потпомагаат во некои случаи хемиски, термички и други фактори. Така на пример, во кавитацискиот меур се наоѓаат и нерастворени гасови (воздух со зголемена концентрација на кислород) кој делува на тој начин што металот кородира. Не постојат машински материјали кои се отпорни на кавитација, т.е. на кавитациските оштетувања. Најмалку отпорен метал на кавитациските оштетувања е сивиот лив, а подобри резултати има кај челикот и бронзата.

Несмее да се направи забуна помеѓу поимите кавитација, ерозија и корозија. Како што е познато, корозијата настанува исклучиво заради хемиско и електролитичко делување на течноста, а ерозијата е механичко трошење на материјалот на цврстите површини со цврсто тело, кое флуидната струја го носи со себе.

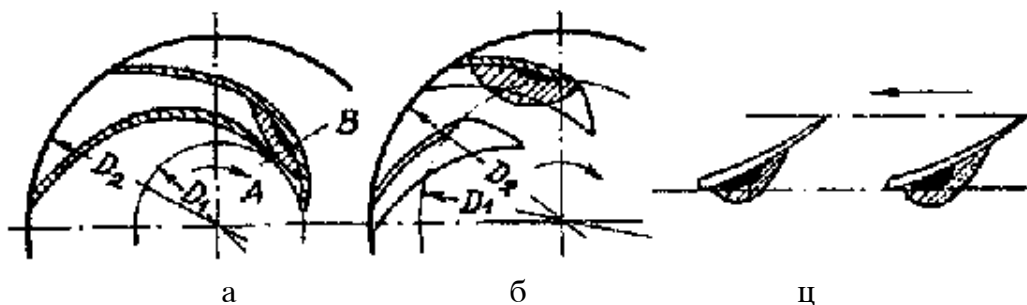
Во почетната фаза на појава на кавитацијата кај пумпите, најнапред незначително количество меури се појавуваат и образуваат недефинирана кавитациона зона, каде што шумот слабо се чувствува. Обично, во овој стадиум на појава на кавитација, работните карактеристики на пумпите не се менуваат. Бидејќи и натаму опаѓа притисокот во флуидната струја се формира осамена кавитациона зона (каверна), која го стеснува струјниот простор, а се зголемува брзината на течноста. Бидејќи се нарушува нормалната структура на струењето, се зголемуваат хидрауличните загуби, а се намалува протокот и напорот и со тоа се влошува и степенот на искористување на пумпата. Во оваа фаза доаѓа до зголемување на шумот и вибрациите во пумпата. Полно развивање на кавитацијата се карактеризира со значително зголемување на каверните, при што настанува нагло опаѓање на протокот, напорот и степенот на искористување. Овој стадиум се карактеризира обично со зголемен специфичен шум и вибрации на пумпата.

Кај пумпите, намалувањето на притисокот во флуидната струја и достигнување на критична вредност при која се појавува кавитација може да се јави од различни причини, а во прв ред е во врска со работните процеси или од некоја друга причина. Во нормален работен режим најнизок притисок се појавува во всисниот дел на пумпата и на влезниот раб на лопатките на работното коло и тоа на грбната страна на лопатките, а најизложена на влијание на кавитација е

највисоката точка на влезниот раб на лопатките. Дополнително намалување на притисокот, поради што како последица има појава на кавитација обично настанува од следните причини: неправилно поставување на пумпата спрема слободната површина на течноста (на пример, поставување на пумпата на поголема надморска висина или ако течноста се црпе од затворен резервоар), зголемување на притисокот во всисната инсталација, ако пумпата работи во затворен систем.

Покрај наведените причини дополнително намалување на притисокот настанува и при зголемување на протокот, т.е. кога по равенката на континуитет расте брзината во цевоводот, доаѓа до одвојување на флуидната струја од ѕидовите на цевоводот и формирање вртлози и др. Зголемување на температурата на флуидната струја исто така позитивно влијае на појава на кавитација.

На слика 6.2. прикажани се местата каде најчесто доаѓа до појава на кавитација и оштетување на материјалот. Кај центрифугалните пумпи најчесто загрошено место од кавитација е влезниот раб на лопатките и тоа на грбната страна, слика 6.2. При зголемување на протокот кавитација може да се појави и на другата страна на лопатката, која настанува заради нападниот агол на струењето на работниот флуид на влез во работното коло. На слика 6.2.-б прикажани се оштетувања кај завојни пумпи заради појава на кавитација на влез во работното коло како резултат на лошо опструјување на влезниот раб на лопатката. На слика 6.2.-ц прикажани се местата на оштетување кај осните пумпи. Кај работното коло кавитација обично се јавува на влезниот раб на лопатките и на место во работното коло каде се постигнува најголема релативна брзина $w_{1\max}$ на грбната страна на лопатките. При лоши струјни услови кавитација може да се појави и на влез во задколото кај завојните и осните пумпи. Оштетување на материјалот од кавитација, освен на досега наброените места, може да се јави и на венецот на работното коло на центрифугалните пумпи и главчината на работното коло кај осните пумпи.

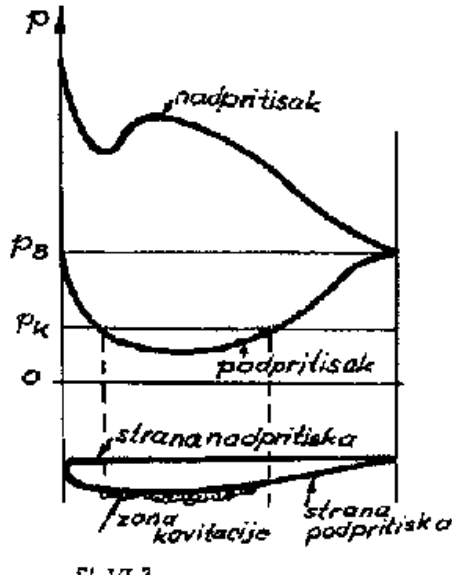


Слика 6.2.

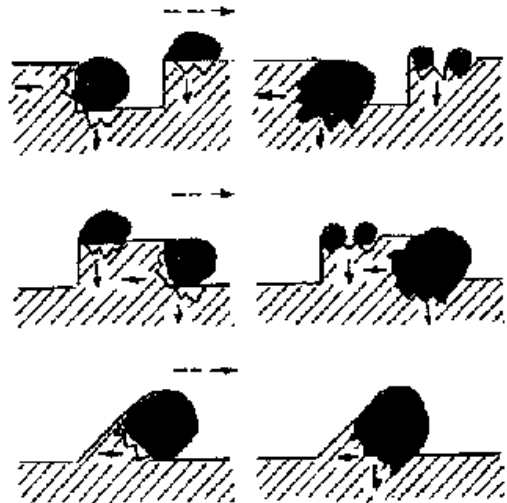
На слика 6.3 прикажан е пресек на лопатка и распоред на притисокот по задната и предната страна на лопатката, како и местото каде доаѓа до појава на кавитација. Процесот на разорување на материјалот од кавитација прикажан е на слика 6.4.

Кај пумпи кавитација може да се јави и во процепите при големи брзини во нив (кавитација на процепи). Кај центрифугалните пумпи со отворени работни кола, т.е. без преден венец, кавитација може да се појави помеѓу лопатките на работното коло и кукиштето на пумпата. Кај завојните пумпи со отворени

работни кола и осните пумпи слични услови за појава на кавитација настануваат во процепите помеѓу врвот на лопатките и куќиштето на пумпата.



Слика 6.3.



Слика 6.4.

6.2. ЗНАЦИ НА КАВИТАЦИЈА

Во текот на работа на пумпата, знаци дека настанала кавитација се следните: појава на шумови и вибрации, опаѓање на работната карактеристика, во потешки случаи и разорување на материјалот.

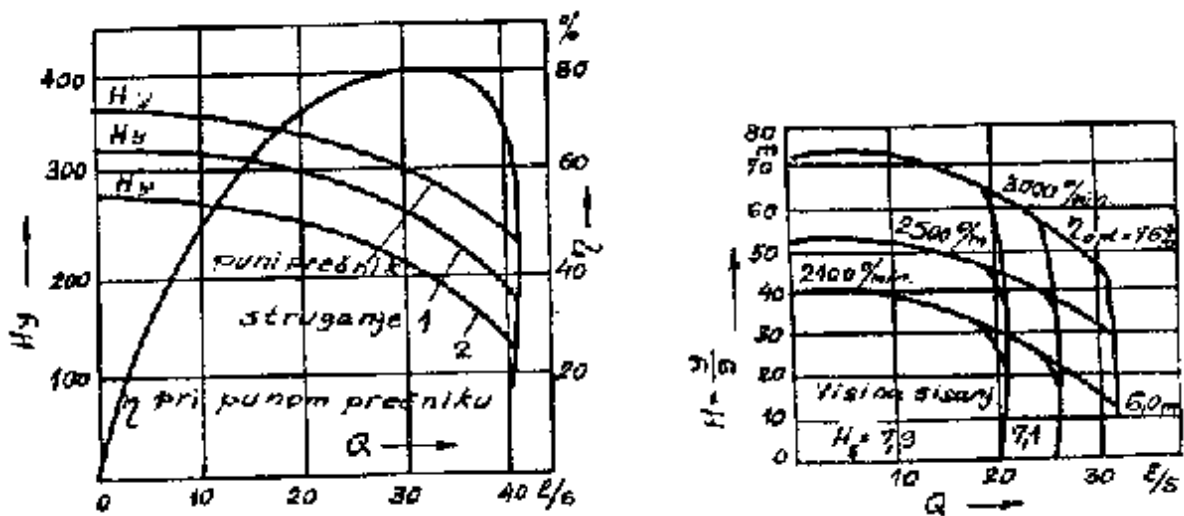
1. *Шумови и вибрации* настануваат кога пукаат парните меури во зона на низок притисок во флуидната струја. Шумовите не се само знак за појава на кавитација, бидејќи тие може да настанат и во работен режим, кој што е далеку од оптималниот. Шумовите кои настанале, може да се отклонат ако од течноста се усисува мало количество на воздух, бидејќи воздушните меури делуваат како јастуци и ги ублажуваат локалните хидраулични удари. Воздушните јастуци несамо дека ги намалуваат шумовите туку и го ублажуваат разорното дејство од кавитацијата. Шумовите се јавуваат обично при протоци кои се далеку од оптималниот, т.е. во подрачје каде степенот на полезно дејство е забележливо низок.

2. *Опаѓање на работниот карактеристики*. Кај центрифугалните пумпи со мала специфична брзина на вртење ($n_q < 30$), Q-H кривата, степен на искористување η и моќност P нагло опаѓаат при појава на кавитација, слика 6.5. Степенот на опаѓање е поголем при поголема специфична брзина на вртење n_q и помал притисок на задната страна на лопатките. Специфичната брзина го диктира обликот на работното коло, како што е веќе речено во глава 2.9. Работни кола со мала специфична брзина n_q имаат меѓулопатични канали чии облик зависи од бројот на лопатките, аглиите на лопатките, од влезниот D_1 и

излезниот D_2 пречник на работното коло, слика 6.2.-а. Кај пумпи со поголема специфична брзина n_q , меѓулопатичните канали се пошироки и пократки, слика 6.2.-б. Зоната на опаѓање на притисокот на притисок на испарување на течноста на влезниот раб на лопатката се врши по должина на попречениот пресек, а не како во претходниот случај. Кај аксијалните пумпи меѓулопатичните простори не се преклопуваат како кај завојните пумпи, слика 6.2.-б, заради што секогаш останува еден дел од меѓулопатичниот простор исполнет со течност и при ширење на зоната на низок притисок, слика 6.2.-ц.

Кај повеќестепените пумпи само првиот степен е изложен на појава на кавитација.

Разорувањето на материјалот заради кавитација е многу интензивна појава, бидејќи поради јаки и чести локални хидраулични удари се појавува замор на материјалот што доведува до забрзано оштетување и разорување на материјалот. Кавитацијата ја забрзува корозијата на материјалот, бидејќи корозијата и заштитниот филм брзо се отстрануваат и секогаш нов слој цврст материјал е слободен за разорување. Степенот на разорување на материјалот зависи од должината на времетраењето на нискиот притисок на набљудуваното место и временскиот интервал во кој се врши локален хидрауличен удар. Утврдено е дека интензитетот на хидрауличниот удар зависи од фреквенцијата на појавата на падот на притисокот.



Слика 6.5.

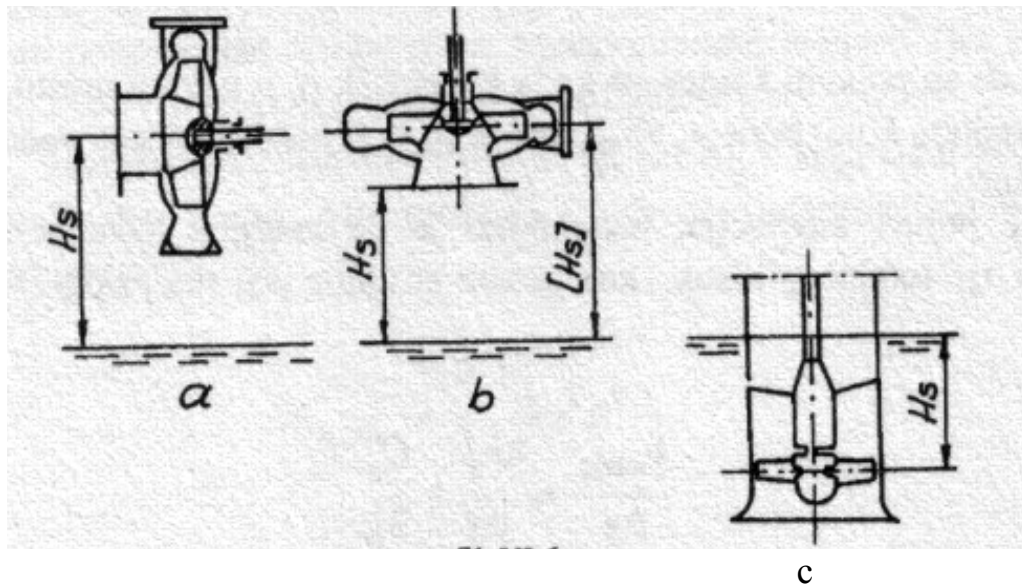
6.3. ДОЗВОЛЕНА ВСИСНА ВИСИНА И КАВИТАЦИСКИ КРИТЕРИУМИ

6.3.1. Геодетска и вакууметарска всисна висина

Еден од основните услови да не дојде до појава на кавитација, разор на материјалот и опаѓање на работните карактеристики на пумпата е правилно да се определи соодветната всисна висина на пумпата.

Се разликуваат геодетска (геометриска) всисна висина H_s и вакууметарска всисна висина H_v .

Геодетската всисна висина H_s е монтажна карактеристика на пумпите. Претставува вертикално растојание од определено карактеристично место на влез во пумпата во однос на слободната површина на течноста во местото на всисување. Обично H_s се определува во однос на местото кое е погодно за мерење H_s . Кај хоризонталните пумпи (центрифугални и полуаксијални) всисната висина H_s се мери во однос на оската на работното коло (сл. 6.6-a). Кај центрифугалните и аксијалните пумпи со вертикално вратило, всисната висина се мери од оската на работното коло (сл. 6.6-b). Кај повеќестепените вертикални пумпи всисната висина се мери од оската на првото работно коло, па до нивото на долна вода од каде течноста се доведува до пумпата.



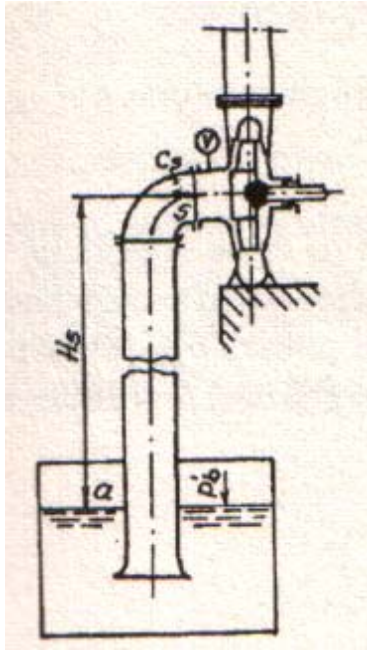
Слика 6.6.

Понекогаш H_s се мери кај големите пумпи не од оската на работното коло, туку од највисоката точка на влезниот раб на лопатките на работното коло. Кај вертикалните осни пумпи H_s се мери од оската на лопатките на работното коло (сл. 6.6-c).

Геодетската всисна висина е позитивна кога работното коло е над нивото на долна вода, а негативна кога оската на работното коло е поставена под нивото на долна вода (сл.6.6-c).

Вакууметарска всисна висина H_v претставува вакуум (во m столб на течноста), измерен на влез во пумпата со помош на вакуум метар кој се поставува на местото од каде се мери геодетската висина на всисување. На пример, кај пумпите со хоризонтално вратило вакуум метарот се поставува на всисниот приклучок на пумпата, т.е. на оската на работното коло на пумпата (слика 6.7).

За да се определи геодетската висина H_s и вакууметарска H_v , односно нивната максимално дозволена вредност, се разгледува пумпната инсталација на слика 6.7. На површината на течноста во долниот резервоар владее притисок p_b' (најчесто $p_b = p_b'$, каде p_b е барометарски притисок), додека притисокот на влез во пумпата е $p_s < p_b$. Ако се напише енергетската равенка за нивото на долната вода a и влезниот пресек на пумпата s , кои се земаат за референтни пресеци и од кои се мери всисната висина H_s . На долната реперна рамнина се претпоставува дека брзината на водата е $c_a = 0$, додека во всисниот пресек на пумпата во рамнината s брзината на струење на течноста е c_s .



Слика 6.7

По енергетската равенка, ќе биде:

$$\frac{p_b}{\rho g} = \frac{p_s}{\rho g} - \frac{c_s^2}{2g} + H_s + H_{ga-s} \quad 6.1$$

каде:

H_{ga-s} - хидраулични загуби на струјната енергија во всисниот вод.

Од равенката 6.1, следува дека е:

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{p_b}{\rho g} - \frac{c_s^2}{2g} - H_s - H_{ga-s} \quad 6.2$$

или ако равенката 6.2 се реши по геодетската всисна висина ќе биде:

$$H_s = \frac{p_b}{\rho g} - \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} \right) - H_{ga-s} \quad 6.3$$

Во пумпата ќе настане кавитација кога притисокот p_s во некои места (обично на влезниот раб на лопатките на работното коло) ќе биде $p_s < p_{vp}$, каде p_{vp} е притисок на заситена водена пара на течноста на дадена температура.

За да не настане кавитација, потребно е да енергијата на течноста на влез во пумпата $p_s/\rho g + c_s^2/2g$ е тотален притисок, кој е збир од струјниот притисок $p_s/\rho g$ и динамичкиот притисок $c_s^2/2g$,

$$\frac{p_{stot}}{\rho g} = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g}$$

има извесна резервна енергија, т.е. да од влез во пумпата до влез од работното коло, т.е. највисокиот раб на лопатките на работното коло постои резервна енергија Δh (NPSH-Net Positive Suction Head), која е еднаква на:

$$\Delta h = \frac{p_{stot}}{\rho g} - \frac{p_{vp}}{\rho g} = \frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_{vp}}{\rho g} \quad 6.4$$

Кога равенката за резервна енергија 6.4 се воведо во равенката за геодетска всисна висина 6.3, се добива:

$$H_s \leq \frac{p_b}{\rho g} - \left(\frac{p_{vp}}{\rho g} + \Delta h + H_{ga-s} \right)$$

или:

$$H_s \leq H_b' - H_{vp} - \Delta h - H_{ga-s} \quad 6.5$$

каде сите величини се во m воден столб.

Ако се зголеми геодетската всисна висина H_s , од равенката 6.1, следува дека притисокот на влез во пумпата p_s , како и резерваната енергија Δh , ќе се намалат (равенка 6.4). При определување на максимална всисна висина $H_{s\max}$ во однос на H_s , на која и одговара критична вредност на притисокот p_{skr} претставува т.н. *максимална всисна геодетска висина*, а соодветната резервна енергија Δh_{kr} е *критична резервна енергија*. Во тој случај равенката 6.5 ќе го добие обликот:

$$H_{s\max} = \frac{p_b}{\rho g} - \left(\frac{p_{vp}}{\rho g} + \Delta h_{kr} + H_{ga-s} \right) \quad 6.6$$

За да не дојде до појава на кавитација, потребно е пумпата да се постави на помала висина од дозволената всисна висина H_{sdop} . Оваа висина обично се определува по равенката 6.6, кога резервната енергија Δh ќе се помножи со т.н. критериум на сигурност од кавитација φ :

$$H_{sdop} = \frac{p_b}{\rho g} - \left(\frac{p_{vp}}{\rho g} + \varphi \Delta h + H_{ga-s} \right) \quad 6.7$$

Обично критериумот на сигурност е во границите $\varphi = 1,15-1,30$.

Од равенките 6.6. и 6.7. следува, дека $H_{s\max}$, односно H_{sdop} расте со зголемување на барометарскиот притисок во всисниот резервоар p_b , а се намалува со зголемување на хидрауличните загуби $H_{g\ o-s}$ и со зголемување на температурата на транспортираната течност (бидејќи со зголемување на температурата на течноста расте и притисокот p_{vp} на заситената пареа на течноста).

$H_{s\max}$ и H_{sdop} зависат и од резервната енергија, т.е. од Δh_{kr} која пак зависи од видот и конструкцијата на пумпата. За дадена пумпа Δh_{kr} може да се определи по експериментален пат, или приближно по следната равенка:

$$\Delta h_{\max} = \frac{3}{4} \frac{\lambda_1}{g} m^2 u^2 \quad 6.8$$

каде $\lambda_1 = \frac{w_{\max}}{w_1} - 1 = (0,2 - 0,45)$ е карактеристичен број и претставува однос на максималната релативна брзина на влез во работното коло спрема средната релативна брзина на влез во работното коло (пресметана за средната струјна линија), m е бездимензиски однос на пречниците на работното коло $m = D_1/D_2$, а u^2 е периферна брзина на излез од работното коло:

$$\Delta h = (1 + \xi_o) \frac{c_s^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \quad 6.9$$

каде:

$c_s^2/2g$ - загуби на струјната енергија од влез во пумпата се до влез во работното коло,

Δh - резервна енергија на всисниот приклучок на пумпата,

ξ_o - коефициент на брзина.

Бидејќи притисокот на влезниот приклучок на пумпата p_s е помал од атмосферскиот p_b , секогаш $p_s < p_b$ што значи во влезниот пресек на пумпата владее подпритисок, односно вакуум, кој е еднаков на $p_v = p_b - p_s$ и може да се измери со вакууметар.

Вакууметарската всисна висина може да се определи:

$$H_v = \frac{p_b - p_s}{\rho g} \quad 6.10$$

Ако се воведо изразот за p_s од равенката 6.2, ќе биде:

$$H_v = \frac{p_b - p_b'}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} + H_s + H_{ga-s} \quad 6.11$$

и кога во равенката 6.11 ќе се воведо израз за H_s од равенката 6.5, ќе се добие:

$$H_v = \frac{p_b - p_{vp}}{\rho g} - \Delta h + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.12$$

односно:

$$H_{v \max} = \frac{p_b - p_{vp}}{\rho g} - \Delta h_{kr} + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.13$$

и

$$H_{vdop} = \frac{p_b - p_{vp}}{\rho g} - \varphi \Delta h + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.14$$

бидејќи $p_b/\rho g = H_b$ и $p_{vp}/\rho g = H_{vp}$ тогаш равенката 6.12 го добива следниот облик:

$$H_v = H_b - H_{vp} - \Delta h + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.15$$

Аналогно на оваа равенка може да се напишат и равенките 6.13 и 6.14, каде H_v е во m воден столб.

Кога е $p_b' = p_b$ во равенките 6.5, 6.6 и 6.8 треба наместо p_b' да биде p_b , а равенката 6.11, го добива следниот облик:

$$H_v = H_s + \frac{c_s^2}{2g} + H_{ga-s} \quad 6.16$$

Вакууметарската всисна висина е еднаква на збирот од геодетската всисна висина H_s , кинетичката енергија на влез во пумпата $c_s^2/2g$ и хидрауличните загуби $H_{g \alpha-s}$ во всисната цевка.

Во тој случај:

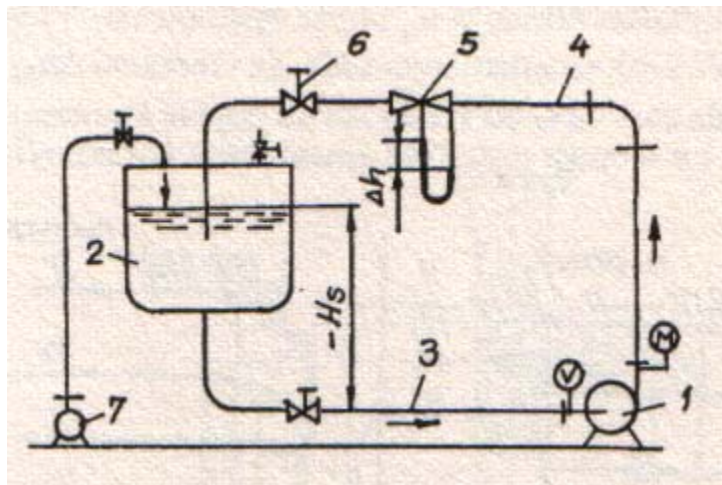
$$H_{vdop} \leq H_{sdop} + \frac{c_s^2}{2g} + H_{ga-s}$$

т.е од дозволената вакууметарска висина H_{vdop} може да се определи дозволената геодетска всисна висина H_s , кога во пресметката ќе се земе и кинетичката енергија на влез во пумпата и хидрауличните загуби во всисниот цевовод.

6.3.2 Определување на критичната резервна енергија Δh_{kr}

Критичната резервна енергија Δh_{kr} за дадена пумпа може да се определи експериментално. На слика 6.8 прикажана е хидраулична инсталација. Пумпата која се испитува (1) всисува течност од резервоар (2) со помош на всисен цевовод (3), а потоа течноста повторно се враќа во резервоарот (2) со помош на

потисниот цевовод (4). На овој начин течноста се движи во затворен систем. Системот може да се изолира од влијание на надворешниот притисок. За определување на напорот на влез во пумпата поставен е вакууметар, а на излезниот приклучок на пумпата поставен е манометар. Во одводната цевка (4) поставен е мерач на проток (најчесто пригушно средство - бленда, млазник или Вентури цевка). Со помош на диференцијален манометар, кој е поврзан со мерачот на проток, може да се определи протокот на пумпата по отчитаната висина Δh_z (ако е живин дирефенцијален манометар) на манометарот и ако се знае карактеристиката $\Delta h_z=f(Q)$. Со помош на вентилот (6) се регулира протокот низ пумпата. Со помош на вакуум пумпа (7), која е вградена во системот, може да се намали притисокот во резервоарот (2). Бидејќи резервоарот (2) е затворен, со намалување на притисокот на слободната површина на течноста во резервоарот, произлегува дека ќе се намали притисокот во секоја точка од затворениот систем.



Слика 6.8.

Вредноста на резервната енергија Δh_{kr} може да се определи за секој работен режим на пумпата. Карактеристична е обично вредноста, која важи за оптималниот работен режим. За време на испитувањето, брзината на ротација на работното коло, односно пумпата, треба да е const., при тоа се мери протокот Q , напорот H и моќноста на вратилото на пумпата P , потоа се пресметува степенот на искористување на пумпата по изразот $\eta = \rho Q g H / 1000 P$. Покрај овие набројани параметри, кои имаат влијание на кавитацијата, мора уште да се мери и температурата на течноста, t .

Ако на влезот во пумпата вледее подпритисок ($p_s > p_b$), Δh се определува на начин како што произлегува од равенката 6.12:

$$\Delta h = \frac{p_b - p_{vp}}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - H_v = H_b - H_{vp} - H_v + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.17$$

каде H_v е вакууметарска всисна висина отчитана на вакууметарот, кој е поставен на оската на работното коло, оската на доводниот цевковод. Брзината c_s се определува од равенката за континуитет, бидејќи $A_s = \pi D_s^2 / 4$, а равенката на континуитет е $Q = A_s c_s$.

Ако на влезот во пумпата притисокот е поголем од барометарскиот ($p_s > p_b$) тогаш резервната енергија Δh се определува по равенката:

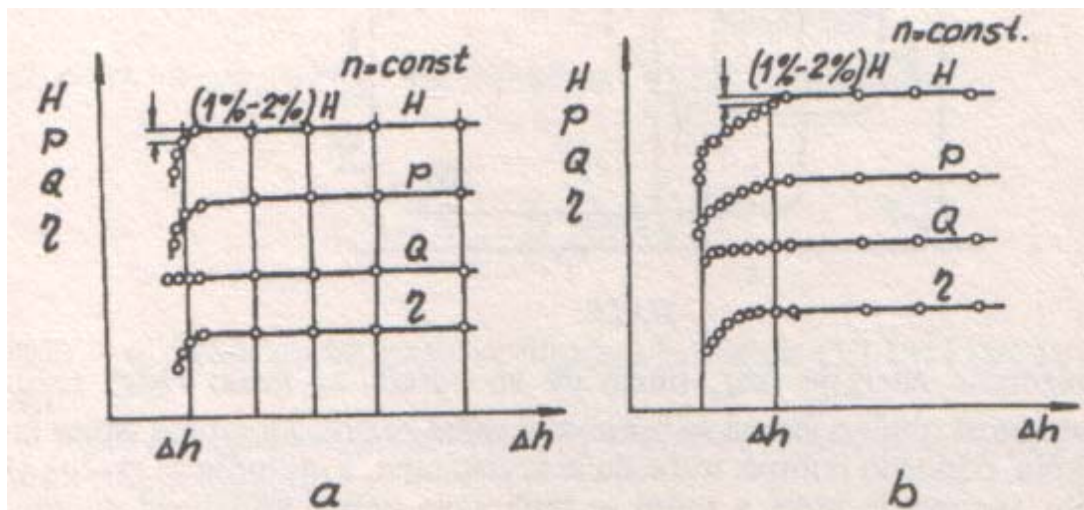
$$\Delta h = \frac{p_b - p_{vp}}{\rho g} + H_m + \frac{c_s^2}{2g} = H_b - H_{vp} + H_m + \frac{c_s^2}{2g} \quad 6.18$$

каде:

H_m - се покажува на манометарот кој е поставен на влезниот дел на пумпата при определен проток.

Експериментот обично почнува за некој работен режим за кој не се очекува појава на кавитација, најчесто при $p_b = p_b'$, слика 6.8. Со помош на вакуум пумпа (7) се остварува подпритисок во резервоарот (2) и за секој подпритисок p_b' се мери H , Q и P , а потоа се пресметува степенот на искористување на пумпата η . При тоа се определува и $H_b = p_b / \rho g$, $H_{vp} = p_{vp} / \rho g$ и H_v (или H_m ако е надпритисок на влезот во пумпата) и се пресметува c_s . Бидејќи притисокот во инсталацијата се намалува со помош на вакуум пумпа, а напорот на пумпата не се менува (за една иста величина на влез и излез од пумпата), следува дека остануваат непроменети Q , H и η .

При понатамошно намалување p_b' се приметува некоја вредност Δh и почнува намалување на работните параметри на пумпата кои укажуваат на појава на кавитација. При ова испитување се одржува константен проток Q (со помош на вентилот б) и се определуваат H , P и η . Споменатите параметри кај пумпи со мала специфична брзина на вртење n_q нагло опаѓа (слика 6.9-a), а кај пумпи со поголеми n_q опаѓаат благо слика 6.9-b, со намалено Δh . За Δh_{kr} обично се зема онаа вредност при која што напорот опаѓа за 1-2% од вредноста до појавата на кавитација. Графичката зависност меѓу H , P и η од Δh при $Q = \text{const.}$, се нарекува *кавитацијска карактеристика на пумпата*.



Слика 6.9.

Кавитацијската карактеристика за определен вид на пумпи може да се претстави на тој начин што на апцисата се нанесуваат измерените вредности за H_v , а на ординатата се нанесуваат вредностите за H , P , Q и η , при $n = \text{const.}$, во тој случај се определува $H_{vmax} = H_{vkr}$ (слика 6.10). Различит облик на кавитацијските карактеристики на пумпата со различни специфични брзини n_q се објаснува со различните облици на работното коло. Кај спороодните пумпи со мала n_q меридијанскиот пресек на работното коло релативно е тесен. Покрај тоа, за создавање услови за појава на кавитација во кавитацијската зона, која го опфаќа влезот во работното коло чии што параметри многу брзо се намалуваат во однос на геометриските параметри при влез во работното коло. Кај пумпи со поголема n_q влезниот пресек на работното коло релативно се шири и затоа кавитацијата се протега на потесно подрачје кај влезниот дел и многу брзо се намалува.

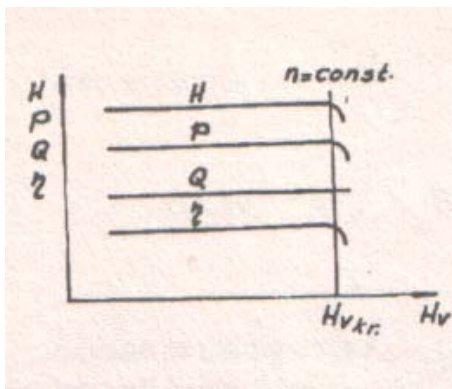
При појава на кавитација доаѓа до промена на работните карактеристики на пумпата. На слика 6.11-а прикажана е со полна линија вистинската работна карактеристика на пумпата со мала n_q , а со испрекинатата линија означена е кога настанала кавитација. Истите карактеристики но, за пумпи со поголема n_q , прикажани се на слика 6.11-b.

Критична кавитациска резевна енергија Δh_{kr} може приближно да се определи со помош на брзината на влез во работното коло. За таа цел се набљудува една струјна линија низ пумпата која минува низ точка x каде најверојатно се очекува појава на кавитација. Обично е поставена близу предниот венец на работното коло, т.е. на точка од влезниот раб на работното коло, слика 6.12.

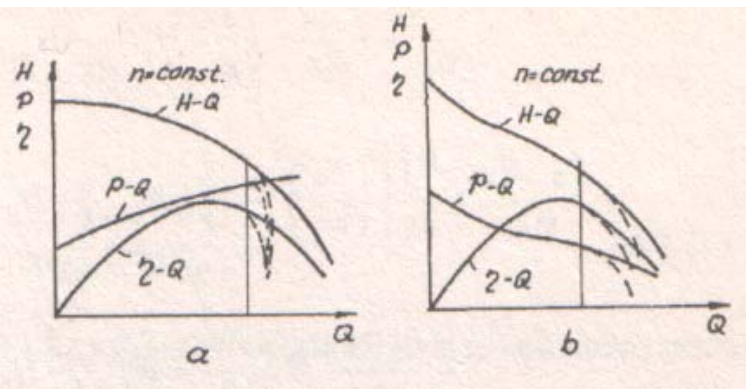
Ако се напише енергетската равенка за делот s'-1 од струјната линија, каде точката 1 е претставена непосредно пред влезниот раб на лопатката, слика 6.10, ќе биде:

$$\frac{p_s'}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} + H_{s'} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{s-1} + H_{gs-1} \quad 6.19$$

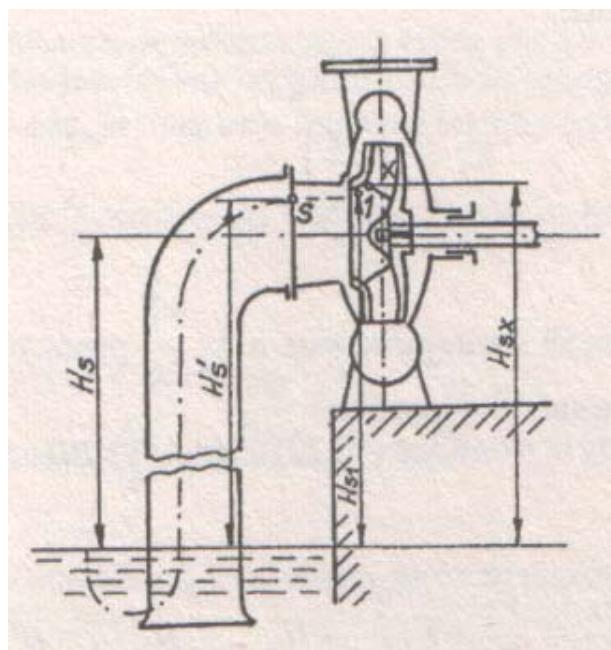
H_{gs-1} -хидрауцизни загуби на струјната енергија во висниот довод на пумпата.



Слика 6.10



Слика 6.11



Слика 6.12

Бидејќи е познато дека притисокот во влезниот пресек на пумпата се менува по хидростатски закон, равенката 6.19 може да се напише за точката S која се наоѓа на оската на пумпата во следниот облик:

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} + H_s = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + H_{s-1} + H_{gs-1} \quad 6.20$$

Ако се напише енергетската равенка за релативно струење за делот од струјната линија 1-x, ќе биде:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} + H_{s-1} = \frac{p_x}{\rho g} + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + H_{s-x} + H_{g1-x} \quad 6.21$$

каде:

H_{g1-x} -хидраулични загуби на струјната енергија на делот 1-x.

Како $u_1 \approx u_x$ претходната равенка може да се напише во следниот облик:

$$\begin{aligned} \frac{p_x - p_1}{\rho g} + \frac{w_x^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} + H_{s-x} - H_{s-1} + H_{g1-x} = \\ \frac{p_x - p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} \left[\left(\frac{w_x}{w_1} \right)^2 - 1 \right] + H_{s-x} - H_{s-1} + H_{g1-x} = \\ \frac{p_x - p_1}{\rho g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} + H_{s-x} - H_{s-1} + H_{g1-x} \end{aligned} \quad 6.22$$

каде:

$$\lambda_1 = \left(\frac{w_x}{w_1} \right)^2 - 1$$

е кавитациски критериум или кавитациски број, и претставува динамичко намалување на притисокот при опструјување на влезниот раб на лопатките.

Ако се воведо изразот $p_1/\rho g$ од равенката 6.22 во равенката 6.20 со соодветно групирање на членовите ќе се добие:

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_x}{\rho g} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} + H_{s-x} - H_{s-1} - H_{g1-x} \quad 6.23$$

Кавитација ќе се појави кога $p_x = p_{vp}$, при што притисокот на влез во пумпата p_s добива критична вредност p_{skr} . Тогаш равенката 6.23 го добива следниот облик:

$$\Delta h = \frac{p_{skr}}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_{vp}}{\rho g} = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} + H_{s-x} - H_{s-1} - H_{g1-x} \quad 6.24$$

Обично $H_{s-x} \approx H_{s-1}$ и $H_{g s-x} = 0$, заради што равенката 6.24 може да се изрази во следниот облик:

$$\Delta h = \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} \quad 6.25$$

Равенката 6.25 може да се напише во следниот облик:

$$\Delta h = \frac{c_0^2}{2g} \left(\frac{c_1}{c_0} \right)^2 + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} \quad 6.26$$

каде c_0 е брзина пред влез во работното коло.

Ако се напише $\lambda_0 = \left(\frac{c_1}{c_0} \right)^2$ тогаш се добива:

$$\Delta h = \lambda_0 \frac{c_0^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g}$$

Обично $\lambda_0=1,0-1,2$ и $\lambda_1=0,3-0,4$. Од каде се гледа дека за слични пумпи и кавитациските броеви се исти.

Ако станува збор за големи пумпи, членовите $N_{s-x}-N_s$ во равенката 6.24 несмеат да се занемарат.

Бидејќи максималната, т.е. дозволената всисна висина на пумпата е поголема кога критичната резервна енергија е помала, а и релативната брзина на струење w_1 е многу поголема од брзината c_0 , значи еден од начините да се намали $\Delta h_{кр}$ е да се намали релативната брзина на струење на влез во работното коло w_1 .

За оценка на квалитетот на струењето, имајќи ја во предвид кавитацијата, се користи кавитацискиот коефициент, кој е дефиниран со изразот:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} = \frac{\frac{p_{skr}}{\rho g} + \frac{c_s^2}{2g} - \frac{p_{vp}}{\rho g}}{H} \quad 6.27$$

Изразот за пресметка на кавитацискиот коефициент може да се напише во следниот облик:

$$\sigma = 10 \frac{n_q^{4/3}}{(643n_q^{0.1})^{4/3}} = 1.80 \cdot 10^{-3} \cdot n_g^{1.2} \quad 6.28$$

За добро изработени центрифугални пумпи ја има следната бројна вредност $\sigma=0,03-0,8$.

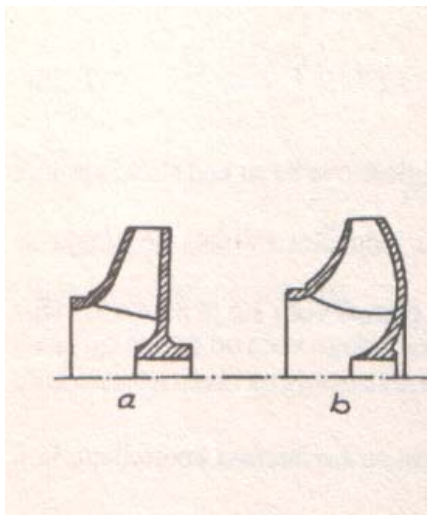
6.4. НАЧИНИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА АНТИКАВИТАЦИСКИТЕ КАРАКТЕРИСТИКИ НА ПУМПИТЕ

За некои случаи пожелно е пумпата дса има подобри антикавитациски својства во споредба со пумпите кои работат во нормални услови. Такви пумпи се на пример, кондезаторските пумпи во термоелектраните и прехранбената индустрија, напојните пумпи во термоелектраните за напојување на парните котли со врела вода и др.

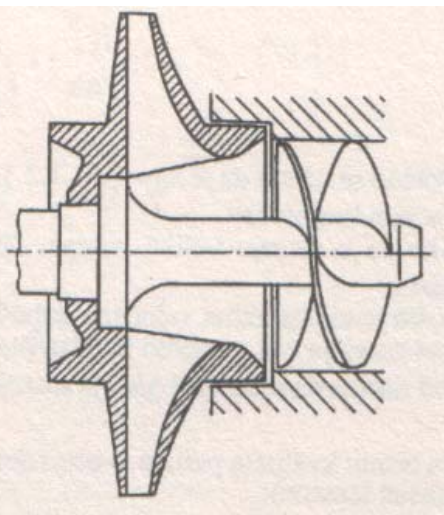
Кај центрифугалните пумпи антикавитациските својства можат да се подобрат на еден од следните начини:

1. Со помош на ширење на проточниот пресек на влез во првото работно коло кај повеќестепените пумпи. Од равенката 6.24 следи, дека ако се намали апсолутната брзина пред влез во работното коло c_s и релативната брзина w_1 на влезниот раб на лопатките, ќе се намали и вредноста на резервната енергија Δh_{kr} и со тоа се создадени услови за зголемување на кавитацискиот коефициент и висината на пумпата.

Се покажува дека ако влезниот пречник на работното коло D_0 прилично се зголеми со намера да се намали апсолутната брзина пред влез c_s , тогаш степенот на искористување на пумпата ќе се намали, не се влијае значително на подобрување на антикавитациските особини на пумпата, бидејќи тогаш се зголемува периферната брзина, а со тоа и релативната брзина во највисоката точка на влезниот раб на лопатките од работното коло. Значително подобрување на антикавитациските карактеристики се постигнува со зголемување на ширината на работното коло на влез b_1 , со што се намалува релативната брзина на струење w_1 , а степенот на искористување на пумпата не се влошува.



Слика 6.13



Слика 6.14

На слика 6.13 прикажани се можните начини за ширење на влезот во работното коло, при што се постигнува голем кавитациски критериум.

2. Со воведување на звојно (полжавесто) работно коло пред првото работно коло на центрифугалната пумпа.

При влез во работното коло во првиот степен од повеќестепената центрифугална пумпа се поставува специјално звојно (полжавесто) работно коло (слика 6.14). Ова работно коло го зголемува притисокот на влез во првото работно коло и со тоа ги подобрува антикавитациските својства на центрифугалната повеќестепенена пумпа. Доколку се сака и аксијалното работно коло да има подобри кавитациски својства, тоа се проектира така да има по можност што поголем надворешен пречник, помала дебелина на лопатките и да работи со што помал напор.

Кај аксијалните пумпи подобрување на антикавитациските карактеристики се постигнува со избор на соодветна густина на решетката l/t и со добро оформување на профилот на лопатките. Ова може да се изведе и по теоретски пат кога се користи хидродинамичка теорија за профилот на решетката со

советни закони за промена на брзината при опструјување на профилот. За вакви пумпи, кои работат во специфични услови, имајќи ја во предвид кавитацијата, треба да се избере добар профил кој има добри антикавитациски својства. Такви профили се на пример, оние кои имаат мала лачна кривина и тие се подобри од позакривените профили.

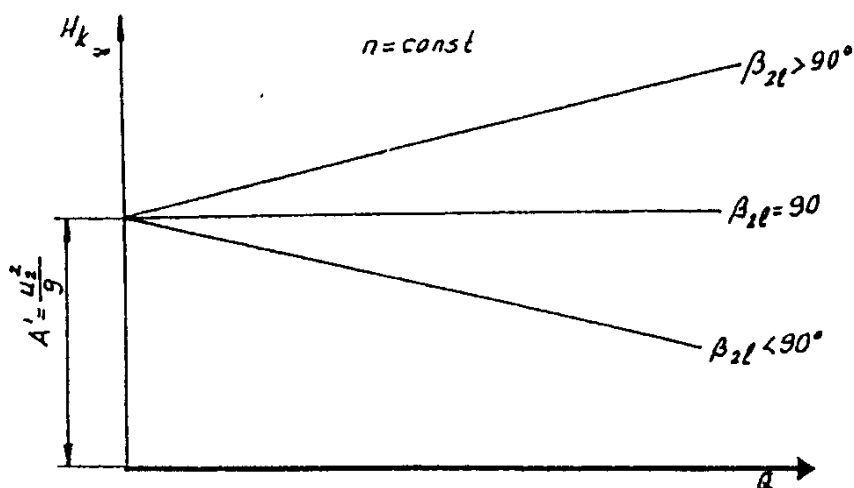
7. РАБОТНИ КРИВИ, ЗАЕДНИЧКА РАБОТА И РЕГУЛИРАЊЕ НА ПРОТОКОТ НА ПУМПИТЕ

7.1. РАБОТНИ КРИВИ НА ПУМПИТЕ И НИВНО ОПРЕДЕЛУВАЊЕ

Работните криви на пумпата се претставуваат графички и ја даваат зависноста на напорот H , моќноста P и степенот на корисно дејство на пумпата η од протокот Q при константна брзина на втреење n .

7.1.1. Теоретско определување на работните криви

За одредување H - Q кривата се поаѓа од основната равенка на пумпата и триаголникот на брзини кога бројот на лопатките на работното коло е $z_k = \infty$ (слика 7.1.)



Слика 7.1.

Ако се претпостави дека е $c_{1u} = 0$ тогаш Ојлеровата равенка може да се напише во следниот облик:

$$H_{k\infty} = \frac{u_2 c_{2u\infty}}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} \cdot \frac{Q'}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_{2l}$$

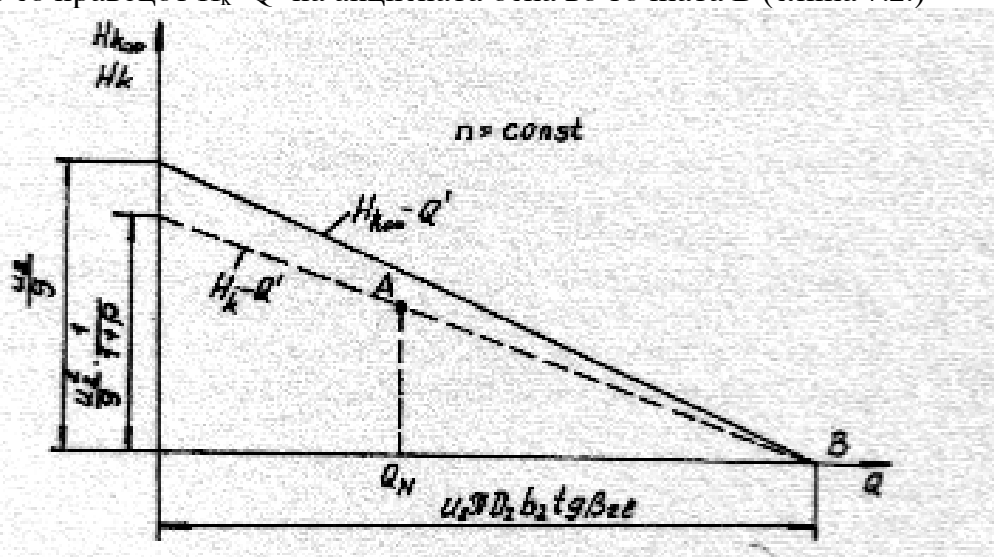
или

$$H_{k\infty} = A' - B' Q' \operatorname{ctg} \beta_{2l} \quad (7.1)$$

каде: $A' = u_2^2 / g$, $B' = u_2 / g \pi D_2 b_2$ - константи при $n = \text{const}$,
 Q' - проток низ работното коло на пумпата.

Од равенката (7.1) се гледа, дека H_k е линеарна функција од протокот Q' и зависи од големината на излезниот агол на лопатките β_{2l} . Ако $\beta_{2l} = 90^\circ$ тогаш $\operatorname{ctg} \beta_{2l} = 0$ и $H_{k\infty} = A'$, т.е. зависноста на $H_{k\infty}$ од Q' е права паралелна со апсисната оска (слика 7.1.). Кога $\beta_{2l} > 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_{2l}$ има негативна вредност, поради што $H_{k\infty}$ расте со порастот на протокот Q' . Ако $\beta_{2l} < 90^\circ$, $\operatorname{ctg} \beta_{2l}$ има позитивна вредност, поради што $H_{k\infty}$ опаѓа со порастот на протокот Q' . Кај работните кола на пумпите секогаш е $\beta_{2l} < 90^\circ$, тоа е последната крива, т.е. тоа е кривата што опаѓа со порастот на протокот Q' и е интересна за понатамошно разгледување.

Заради влијанието на конечниот број на лопатки стварниот напор на работното коло H_k е помал од напорот кај колата со бесконечен број на лопатки $H_{k\infty}$. При конечен број на лопатки на работното коло, зависноста на стварниот напор на колото H_k од протокот Q' е линеарна и лежи под правата $H_{k\infty} - Q'$. Взаемната положба на правите $H_{k\infty} - Q'$ и $H_k - Q'$, зависи од законот за промена на коефициентот на циркулација π , при различни протоци, кои се разликуваат од оптималниот проток Q_N . Позната е само положбата на една точка од правата $H_k - Q'$ и тоа е точката A' , која одговара на оптималниот проток (во овој случај тој проток се означува со Q_N на слика 7.2.) Често се зема дека коефициентот на циркулација $\pi = \text{const}$, поради што односот на напорот $H_{k\infty}/H_k = 1 + \pi = \text{const}$ за секој проток. Во тој случај правата $H_k - Q'$ минува низ точката A' и се сече со правецот $H_{k\infty} - Q'$ на апсисната оска во точката B (слика 7.2.)



Слика 7.2.

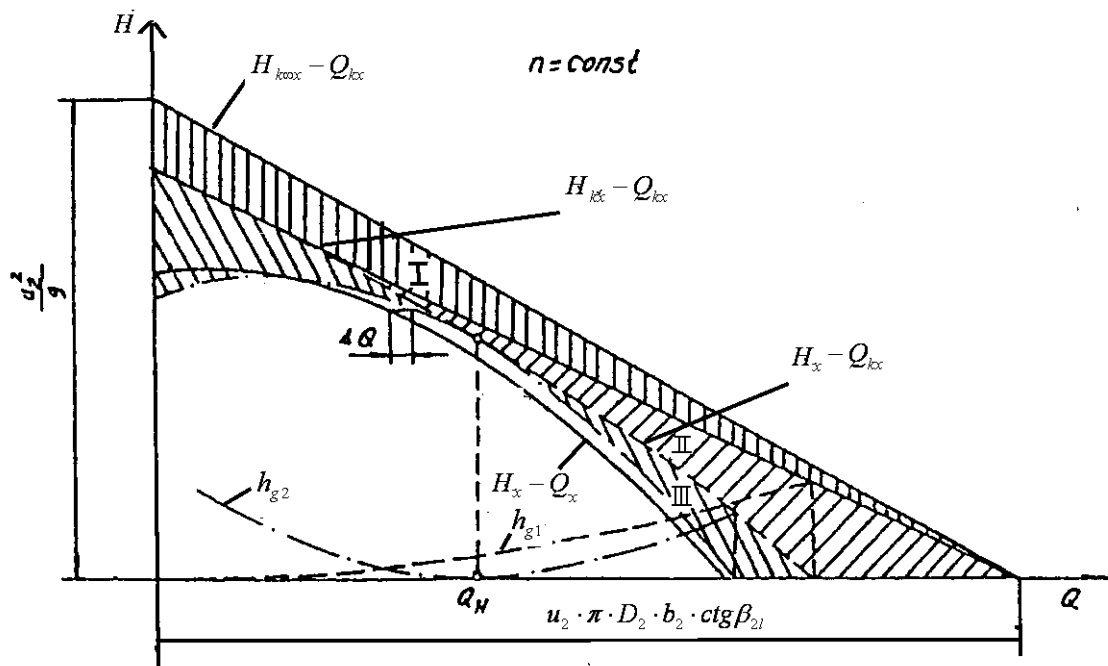
Стварниот напор на пумпата H помал е од напорот на работното коло H_k поради хидрауличните загуби во проточниот дел на пумпата. Се знае дека хидрауличните губитоци ги опфаќаат губитоците од триење и оформување на вртлог H_g и од губитоците на удар H_{gud} на влез во работното коло и елементите позади работното коло.

Губитоците од триење и оформување на вртлог пропорционални се на квадратот од протокот Q' :

$$H_g = KQ'^2 \quad (7.2)$$

На слика 7.3. оваа зависност е прикажана со квадратна парабола со почеток во точката O од координатниот систем. Ако се одземат овие губитоци на струјната енергија H_g од соодветниот теоретски напор на работното коло $H_{k\infty}$ се добива кривата I .

Губитоците од удар на излез H_{gud} еднакви се на нула за оптимален работен режим на работното коло. При протоци Q' кои се поголеми или помали од оптималниот проток Q_N , овие загуби се менуваат по парабола. Ако од кривата I се одбијат овие загуби од удар се добива кривата II која ја дава зависноста на стварниот напор на пумпата H од протокот Q' .



Слика 7.3.

При секој проток низ работното коло на пумпата, покрај хидрауличните загуби, се јавуваат и волуменски губитоци η_Q , и кога и тие ќе се земат во предвид се добива конечниот облик на работната крива на пумпата $H-Q$ (слика 7.3.)

Зависноста на степенот на корисно дејство на пумпата η од протокот Q се определува со помош на равенката:

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{P} \quad (7.3)$$

Јасно е дека степенот на корисно дејство на пумпата $\eta=0$ за проток $Q=0$ и за напор $H=0$. Исто така се гледа дека кривите $\eta-Q$ и $H-Q$ се сечат во точките кои лежат на апсисната оска.

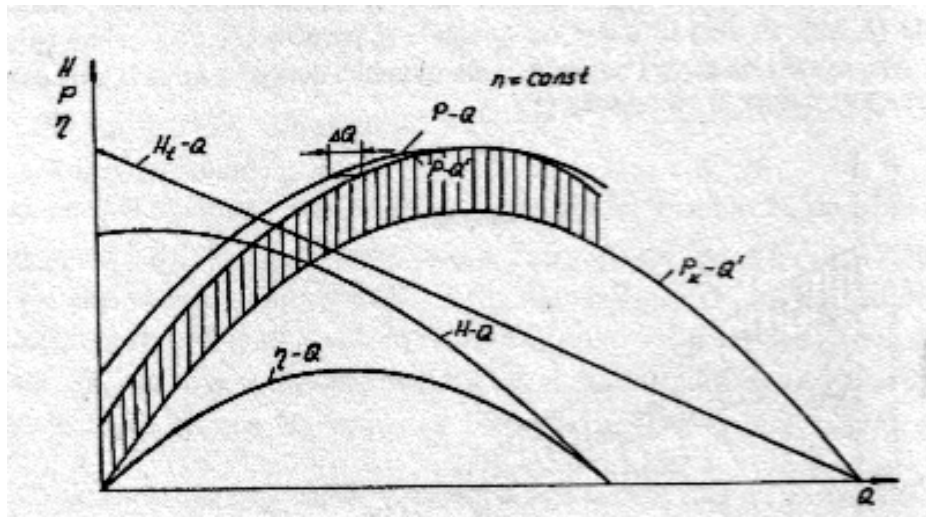
Кривата на моќноста $P=f(Q)$ се добива на следниот начин. Бидејќи моќноста на работното коло $P_k = \rho Q' g H_k$, а ако напорот на работното коло H_k е линеарно зависен од протокот Q' , заради тоа може да се претстави со следната равенка:

$$H_k = A - BQ' \quad (7.4)$$

па следи:

$$P_k = \rho g (AQ' - BQ'^2) \quad (7.5)$$

Од релацијата (7.5) се гледа, дека моќноста на работното коло P_k се менува зависно од протокот по квадратна парабола. Параболата P_k-Q' ја сече апсисната оска во две точки, при проток $Q'=0$ и во точката $Q'=A/B$ (слика 7.4.)



Слика 7.4.

Механичките загуби на енергијата не зависат од протокот. Со собирање по ординатите со кривата P_k-Q' , се добива крива која ја одржува зависноста на снагата P на вратилото на пумпата од протокот Q' на работното коло. Ако за секој проток на работното коло се одбијат волуменските загуби на протокот ΔQ , се добива конечната крива на моќноста $P-Q$ (слика 7.4.)

Изложеното објаснување за одредување на работните криви на пумпите дава јасна представа за влијанието на различни фактори врз нивниот облик. Ваквиот начин за одредување на работните карактеристики на пумпите е многу тежок и несигурен, бидејќи ова се теоретски разгледувања и тоа е многу сложено прашање заради одредување на хидрауличните загуби, како и законот за промена на коефициентот на циркулацијата p .

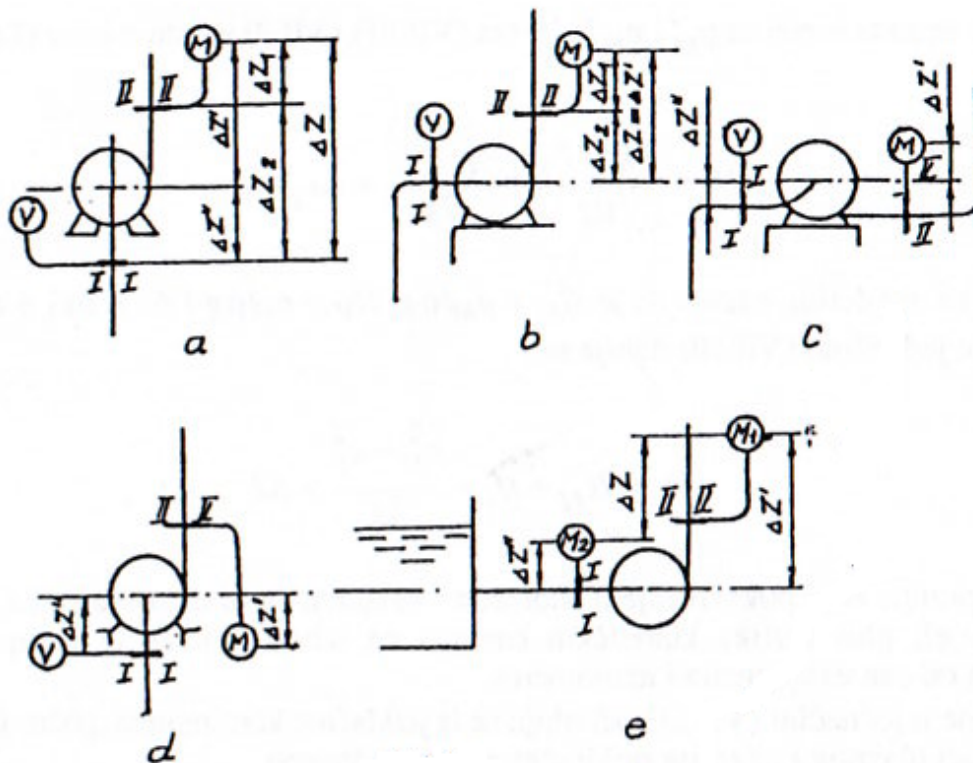
7.1.2. Експериментално определување на работните карактеристики

Точното определување на работните карактеристики на пумпата се врши по експериментален пат и тоа со испитување во лабораторија.

За таа цел се прави испитен стол по определени прописи за испитување на пумпата (германскиот DIN 1944 и рускиот GOST 6134), иако постојат и други прописи како на пример швајцарски или секоја земја има свои прописи за испитување на пумпи.

При овие испитувања за различни работни режими се мери проток Q , напор H , моќност на вратилото P при константен број на вртежи $n = \text{const.}$, а потоа врз основа на измерените резултати се пресметува вкупниот степен на корисно дејство на пумпата η . При ова пумпата треба да работи во безкавитационен режим.

При ова испитување треба да се овозможи и снимање на кавитационите криви за мерење на резервната енергија Δh или дозволената всисна висина H_s (слика 7.5). Различни работни режими се остваруваат со помош на засун, кој е вграден после пумпата во потисниот цевовод.



Слика 7.5.

Протокот на пумпата во лабораториски услови се мери со различни методи, како на пример: со прелив кај поголемите пумпи, пригушни средства (бленди, млазник, вентуриева цевка) кои се вградуваат на потисниот цевковод или кај помалите пумпи со помош на баждарен сад. Ако протокот се мери со помош на прелив тогаш за поголеми протоци се вградува правоаголен прелив, а за помали протоци се користи триаголен прелив.

Определувањето на напорот на пумпата обично се изведува со помош на манометар вграден на потисниот приклучок на пумпата и вакуумметар кој е вграден на всисниот приклучок на пумпата. Напорот на пумпата се определува со равенката од глава 1.3.:

$$H = \frac{P_{II} - P_I}{\rho g} + \frac{C_{II}^2 - C_I^2}{2g} + (Z_{II} - Z_I) \quad \dots\dots\dots(1.6)$$

каде со индексот $I - I$ се означува влез во пумпата, а со $II - II$ излез од пумпата (слика 7.5.).

Манометарскиот притисок на излезот од пумпата е еднаков на разликата на апсолутниот притисок на излез од пумпата и атмосферскиот притисок, значи:

$$P_M = P_{II} - P_{at} \quad \dots\dots\dots(19)$$

или

$$P_{II} = P_{at} + P_M \quad \dots\dots\dots(20)$$

Во случај како на сликата 7.5.-а манометарот е поставен на висина z_1 , над излезот од пумпата, поради што е измерен манометарски притисок:

$$P_M = P_{II} - \rho g \Delta z_1 - P_{at} \quad \dots\dots\dots(7.6)$$

каде: $p_{II} - \rho g \Delta z_1$ - апсолутен притисок на течноста во манометарот,

$\rho g \Delta z_1$ - притисок на столбот на течноста во цевката од приклучокот на пумпата до оската на манометарот,

P_{at} - атмосферски притисок

Од равенката (7.6) следува:

$$p_{II} = p_M + \rho g \Delta z_1 + p_{at} \quad \dots\dots\dots(7.7)$$

Вакууметарскиот притисок на влезот во пумпата е еднаков на разликата на атмосферскиот протисок (p_{at}) и апсолутниот притисок на влезниот пресек p_I (кога е $p_I < p_{at}$):

$$p_v = p_{at} - p_I \quad \dots\dots\dots(7.8)$$

или
$$p_I = p_{at} - p_v \quad \dots\dots\dots(7.9)$$

Во овој случај не се зема во предвид вертикалното растојание од влезот на пумпата до оската на вакууметарот, затоа што при нормална работа во спојната цевка на вакуумметарот се наоѓа воздух на којшто му се занемарува густината.

Ако сега изразите за p_M и p_v од равенките (7.6) и (7.9) се внесат во равенката за напор (1.6) ќе се добие:

$$H = \frac{p_M + p_v}{\rho g} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} + \Delta z_{II} + \Delta z_I \quad \dots\dots\dots(7.10)$$

ако се напише за $H_M = p_M / \rho g$ и $H_v = p_v / \rho g$ и $\Delta z = \Delta z_1 + \Delta z_2$ и овие изрази се заменат во претходната равенка (7.10), се добива:

$$H = H_M + H_v + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} + \Delta z \quad \dots\dots\dots(7.11)$$

Односно напорот на пумпата H е покажувањето на манометарот и вакуумметарот (во метри воден столб течност која се транспортира), плус разликата на кинетичката енергија на излез и влез од пумпата и вертикалното растојание помеѓу оските на манометарот и вакуумметарот.

Брзината во равенката (7.11) се определува од равенката за континуитет, зашто е познат протокот Q и пречниците на влезниот и излезниот приклучок на пумпата, односно:

$$c_I = \frac{4Q}{\pi D_I^2} \text{ и } c_{II} = \frac{4Q}{\pi D_{II}^2}$$

ако $D_I = D_{II}$ тогаш и $c_I = c_{II}$ односно:

$$H = H_M + H_v + \Delta z \quad \dots\dots\dots(7.12)$$

ако $D_I = D_{II}$ и $z=0$ тогаш:

$$H = H_M + H_v \quad \dots\dots\dots(7.13)$$

Ако во равенката (7.11) се земе за $\Delta z = \Delta z' + \Delta z''$ каде $\Delta z', \Delta z''$ претставуваат вертикални растојанија од средината на оската на манометарот, односно од местото на спојување на вакуумметарот до оската на пумпата, тогаш:

$$H_{M0} = H_M + \Delta z'$$

$$H_{V0} = H_v + \Delta z''$$

После воведување на овие величини напорот на пумпата го добива следниот облик:

$$H = H_{M0} + H_{V0} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(7.14)$$

H_{M0} и H_{V0} претставуваат покажувањата на манометарот и вакууметарот во однос на оската на пумпата. Во општ случај притисоците изразени во метри на столб на транспортирана течност сведени на оската на пумпата, а кои ги покажуваат манометарот и вакууметарот се:

$$H_{M0} = H_M \pm \Delta z'$$

$$H_{V0} = H_V \pm \Delta z''$$

каде за знак “+” се зема кога манометарот е поставен над оската на пумпата, а вакууметарот е поставен под оската на пумпата, а за знак в-в важи обратниот случај.

За шемата на слика 7.5.-b,c,d напорот на пумпата може да се определи од изразите (7.11) и (7.14)

Во друг случај покажувањата на манометарот и вакууметарот ќе бидат :

за шема b) $H_{M0} = H_M + \Delta z'$ (ако е $\Delta z' = \Delta z$) и $H_{V0} = 0$

за шема c) $H_{M0} = H_M + \Delta z'$ и $H_{V0} = H_V + \Delta z''$

за шема d) $H_{M0} = H_M - \Delta z'$ и $H_{V0} = H_V + \Delta z''$

меѓутоа ако пумпата работи со надпритисок на влез и излез (слика 7.5.-e) тогаш:

$$H = H_{M1} + H_{M2} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} + \Delta z \quad \dots\dots\dots(7.15)$$

каде H_{M1} и H_{M2} претставуваат покажување на манометрите на влез и излез од пумпата, а Δz вертикално растојание помеѓу нив.

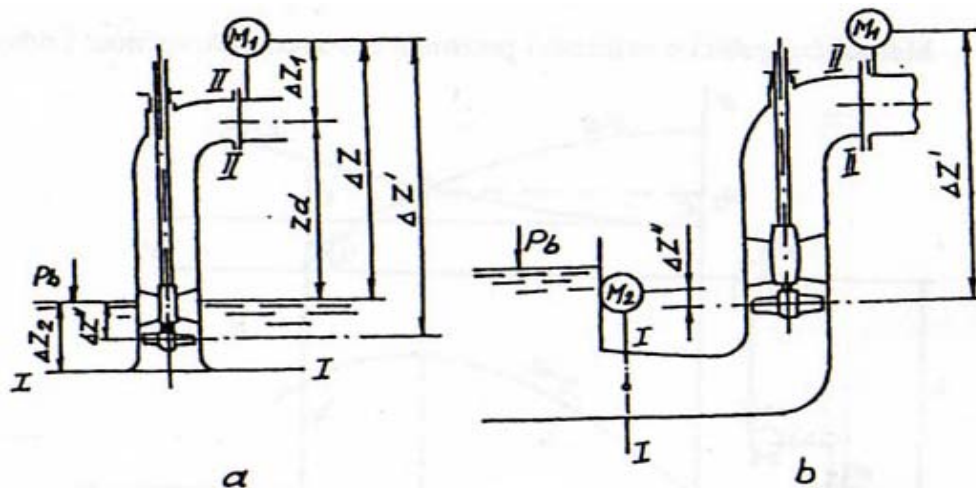
Ако се искористат дадените релации тогаш:

$$H = H_{M10} - H_{M20} + \frac{c_{II}^2 - c_I^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(7.16)$$

каде $H_{M10} = H_{M1} - \Delta z'$ и $H_{M20} = H_{M2} - \Delta z''$

Принципот кој е прикажан за мерење на напорот на пумпата, односно притисокот кој пумпата го остварува е многу лесен, а посебно е прифатлив за определување на всисната висина H_s на пумпата. Како оска во овој случај се зема местото од каде што се мери геодетската висина H_s .

Кај вертикалните осни пумпи без всисен цевовод за работното коло, поставено под нивото на водата во всисниот резервоар (слика 7.6.) може да се искористи равенката (7.16).



Слика 7.6.

Во случај да влезните параметрите се земаат од слободната површина на течноста, а за излезни од излезниот пресек од пумпата, тогаш сведувањето се врши во однос на оската на лопатките на работното коло.

Како на слободната површина на течноста делува атмосферскиот притисок p_{at} , тоа е $H_{M2} = 0$ и $H_{M20} = \Delta z''$. Покрај тоа $c_1 = c_s \approx 0$ и тогаш равенката (7.16) го добива следниот облик:

$$H = H_{M10} - \Delta z'' + \frac{c_{II}^2}{2g} = H_{M1} + \Delta z' - \Delta z'' + \frac{c_{II}^2}{2g} = H_{M1} + \Delta z + \frac{c_{II}^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(7.17)$$

каде $\Delta z = \Delta z' - \Delta z''$

Ако течноста во работното коло се доведува преку закривена всисна цевка која е составен дел од пумпата се користи равенката (7.16) и тогаш се зема во обзир и членот $c_{II}^2 - c_I^2 / 2g$. Во овој случај брзината на струење на течноста се однесува за пресеците I-I и II-II.

Моќноста на вратилото на пумпата P може да се определи на неколку начина. Еден од нив е мерење на електричната моќност P_{el} на приклучоците на електромоторот со помош на ватметар и тоа е моќноста која електромоторот, односно пумпата ја зема од електричната мрежа. Меѓутоа мора да се знае степенот на корисно дејство на електромоторот η_{el} , за да од измерената моќност од електромоторот би можело да се определи моќноста на вратилото на електромоторот, односно моќност која ја користи пумпата така што:

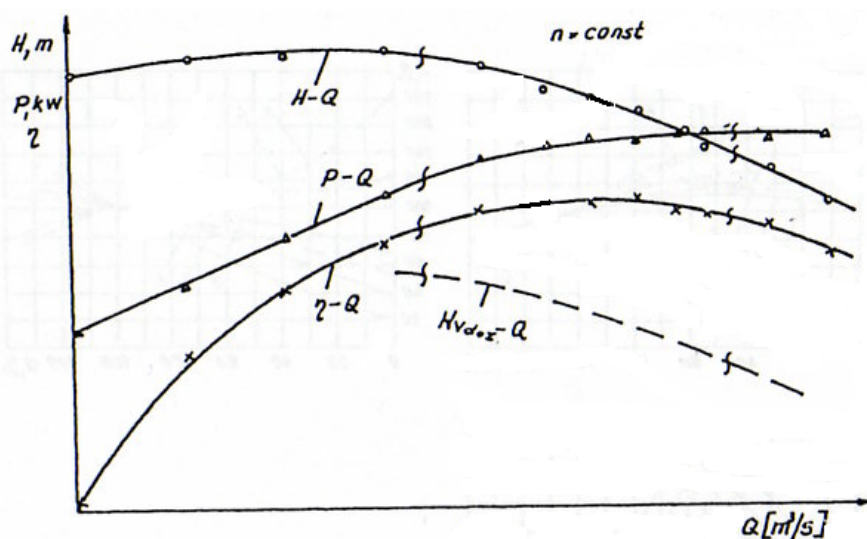
$$P = P_{el} \cdot \eta_{el}$$

Друг начин за мерење на моќноста на вратилото на пумпата во лабораториски услови е со помош на пендел-електромотор кој ја погонува пумпата. Пендел-електромотор претставува специјална конструкција на електромотор каде што и статорот и роторот се поставени на тркалачки лежишта. При работа на електромоторот односно пумпата, реактивниот момент M_s кој делува на статорот и се мери со помош на електрична врска и кога ќе се измери и брзина на вртежите на вратилото ќе може да се определи и аголната брзина $\omega = 2\pi n$ и тогаш моќноста на вратилото од пумпата е:

$$P = M_s \cdot \omega$$

Степенот на корисно дејство на пумпата се определува по изразот (7.3)

Преку промената на работниот режим со помош на затворач на излезниот цевовод на пумпата се менува протокот од $Q = 0$ до максимална вредност. Со мерењето на протокот, напорот и моќноста на вратилото за секој режим на работа, се определува степенот на корисно дејство на пумпата и со тоа се добиваат неопходните податоци за конструирање на работните криви на пумпата. Мерните точки кои одговараат на работните параметри се спојуваат со една континуирана крива помеѓу измерените резултати, затоа што секогаш ќе се менуваат измерените резултати (слика 7.7.).



Слика 7.7.

Над нацртаните криви се запишува податокот за брзината на вртежите $n = const$ со кој се снимени работните криви, а понекогаш се запишува и излазниот пречник на работното коло D_2 .

Понекогаш произведувачот на пумпи во вакви дијаграми ги означува и областите каде што можат да се применат овие пумпи, односно го означува интервалот на протокот за кој пумпата може да се користи. Овој интервал најчесто се ограничува до $\eta = 0.9_{max}$ при што η_{max} е степен на корисно дејство за оптимална работна точка за која што е пумпата проектирана.

Покрај претставување на работните криви на дијаграмот се дава зависност на H_{vdop} од протокот Q за препорачаниот работен интервал.

Обликот на работните криви на пумпата најмногу зависи од бројот на вртежи n_q . Така на пример, при мали вредности на n_q кривата $H-Q$ достигнува максимум, кривата $P-Q$ е блага, а кривата $\eta-Q$ е релативно стрмна околу η_{max} . Особините на овие карактеристики најмногу ќе се ценат при разгледување на релативните карактеристики.

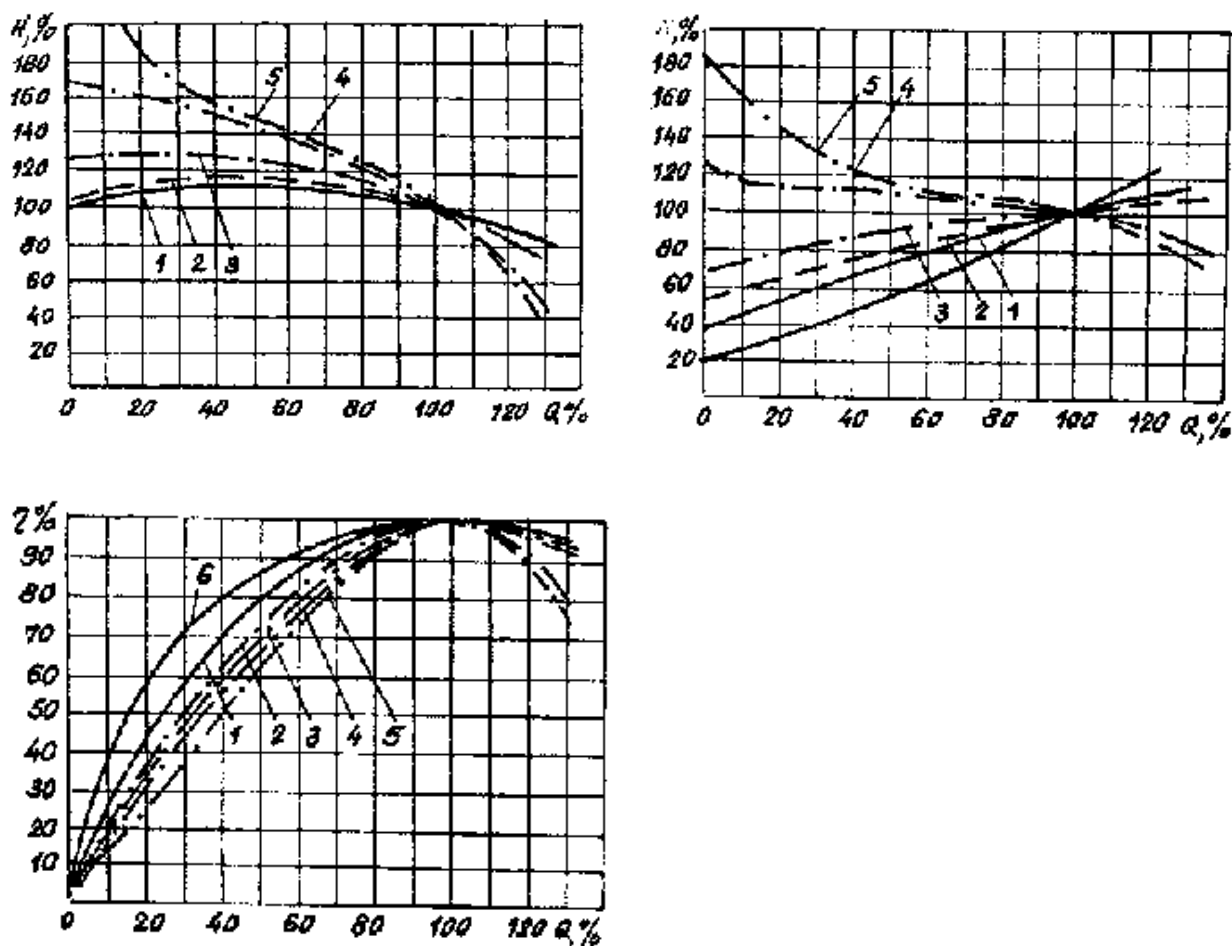
7.2. РЕЛАТИВНИ КАРАКТЕРИСТИКИ

Кај релативните карактеристики на поединечните параметри на пумпата се изразуваат во % од вредноста при оптимален режим на работа, т.е. при η_{\max} .

Ако се означат со Q' , H' , P' и η' релативните параметри, а со Q_N , H_N , P_N и $\eta_N = \eta_{\max}$, параметрите при оптималниот режим на работа, а со Q , H , P и η произволен работен режим, тогаш е:

$$Q' = \frac{Q}{Q_N}, H' = \frac{H}{H_N}, P' = \frac{P}{P_N}, \eta' = \frac{\eta}{\eta_N}$$

На слика 7.8. прикажани се релативните карактеристики на пумпата за различни вредности на специфичната брзина на вртење n_q , со 1 се означува карактеристиката на центрифугална пумпа за $n_q=11-22$, со 2 се означува карактеристиката на центрифугална пумпа за $n_q=22-41$, со 3 се означува карактеристиката на центрифугална пумпа за $n_q=47-82$, со 4 се означува карактеристиката на завојна пумпа за $n_q=82-165$ и со 5 се означува карактеристиката на акисијална (пропелерна) пумпа со специфична брзина $n_q=165-490$.



Слика 7.8.

Релативните карактеристики даваат можност за споредба на квалитетот на пумпите со различни n_q , а со самото тоа и со различни експлоатациони можности.

7.3. ОПРЕДЕЛУВАЊЕ НА РАБОТНАТА ТОЧКА НА ПУМПАТА ВО ПУМПНА ИНСТАЛАЦИЈА

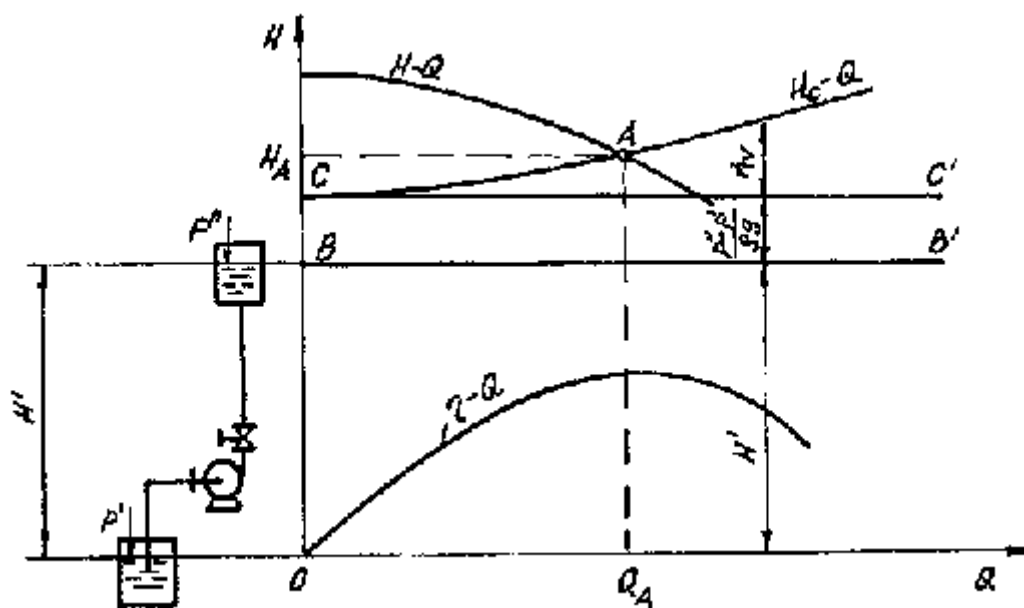
Пумпната инсталација ја сочинува пумпа, која со помош на всисниот вод е поврзана со црпен резервоар и со потисен вод кој оди до потрошувачите. Во всисниот и потисниот цевковод вградена е сета потребна арматура и мерните уреди. При изработка на пумпата за дадена пумпна инсталација или систем неопходно е да работните параметри на пумпата бидат така избрани да ги задоволат бараните услови на системот.

На слика 7.9. прикажана е пумпа инсталација - систем со вградена пумпа. Пумпата во оквир на системот мора да ја совлада геодетската висина на подигнување H' . Притисоците во двата резервоари (всисниот и излезниот) се еднакви, значи $p'=p''$. Потребниот напор за транспорт на течноста од долен кон горем резервоар при некој проток Q е:

$$H_c = H' + \frac{p'' - p'}{\rho g} + H_g \quad 7.18$$

каде: $H_g = kQ^2$ - хидраулични губитоци во всисниот и потисниот цевковод (доводен и одводен)

Графикот ја дава зависноста на потребниот напор H_c од протокот Q и се вика *карактеристика на пумпната инсталација* и е прикажан на слика 7.9. На апсцисата се нанесува протокот Q , а на ординатата геодетската висина H' и членот $p'' - p' / \rho g$. Секој од овие членови се зема за избран проток Q и има постојана вредност. Над правата $c-c'$, која го одредува статичкиот напор $H' + p'' - p' / \rho g$ се нанесува графичката зависност на хидрауличните губитоци од протокот, т.е. $H_g = kQ^2$. Последниот израз претставува квадратна парабола. На овој начин се добива карактеристиката $H_c - Q$ на пумпниот систем. Вертикалното растојание за даден проток Q , кој е определен по должина на апсцисата од кривата $H_c - Q$, го определува потребниот напор H_c за соодветниот проток.



Слика 7.9

Ако на сликата, на која е нацртана кривата на инсталација H_c-Q , се нацрта во соодветен размери карактеристиката на пумпата $H-Q$ во нивниот пресек ќе се најде точката A која ја определува *работната точка на пумпната инсталација*. Таа ја определува протокот Q_A , при кој напорот на пумпата и потребниот напор на работната точка се еднакви, т.е. во точката A задоволен е материјалниот и енергетскиот биланс на системот - инсталацијата ($Q=Q_c=Q_A$, $H=H_c=H_A$). Покрај тоа, работниот режим определен со точката A е стабилен.

Најчесто $p' = p'' = p_b$ (атмосферски притисок), како што е прикажано на сликата 7.10. Во тој случај равенката 7.18, преминува во следниот облик:

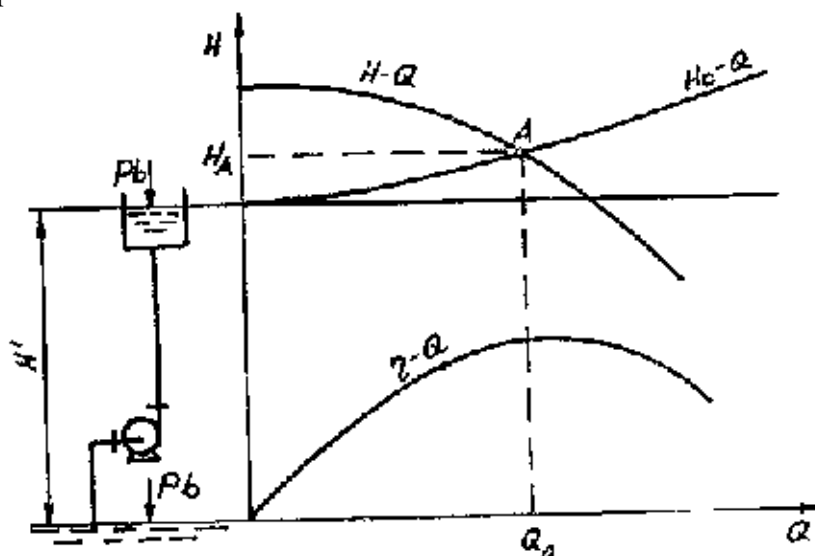
$$H_c = H' + H_g \quad 7.19$$

Во понатамошното излагање ќе се разгледува вака прост и најчесто користен случај.

За зададен систем, пумпата треба да биде така избрана да работната точка биде секогаш во близина на оптималниот степен на корисност η_{\max} . Втор важен услов е да всисната висина за тој режим никогаш не ја помине дозволената всисна висина H_s .

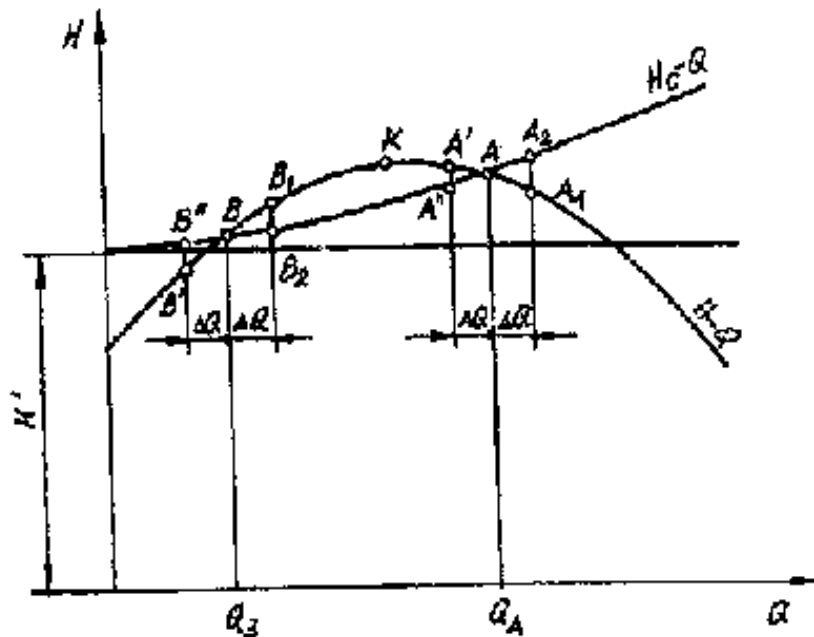
Во зависност од обликот и взаемната положба на работната крива на пумпата $H-Q$ и карактеристиката на цевководот H_c-Q одредена е работната точка на пумпата во дадена пумпна инсталација, која може да биде стабилна или нестабилна.

Работната точка е стабилна кога при краткотрајна промена на протокот, соодветната работна точка на пумпата ја задржува положбата. Во спротивно, работниот режим е нестабилен.



Слика 7.10

Како пример се разгледува взаемната работа на пумпна инсталација со карактеристика на цевководот H_c-Q и пумпа со карактеристика $H-Q$, која има максимум во точката K . Карактеристиката има две пресечни точки - точката A десно од η_{\max} на карактеристиката $H-Q$ и точката B лево од η_{\max} , слика 7.11.



Слика 7.11

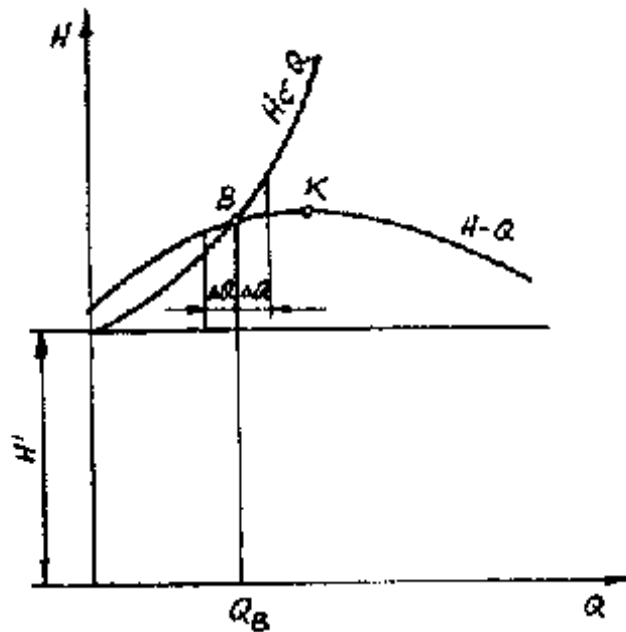
Ако работната точка е во точката А и ако дојде до краткотрајна промена на протокот ΔQ , напорот на пумпата е H_{A1} и одреден е во точката A_1 , а соодветниот напор за совладување на геодетската висина и отпорот во системот е H_{A2} и одреден е со точката A_2 . Бидејќи $H_{A2} > H_{A1}$ под дејство на разлика на напорот $H_{A2} - H_{A1}$ ќе се намали кинетичката енергија на течноста, како резултат на што ќе се намали и протокот се додека не се достигне првобитниот работен режим во точката А. Ако протокот се намали за ΔQ напорот на пумпата тогаш е H'_A , и тој е поголем од потребниот H''_A , т.е. $H'_A > H''_A$. Под дејство на разликата на притисоците $H'_A - H''_A$ ќе се зголеми кинетичката енергија на течноста, како резултат на што и протокот ќе се зголеми, додека повторно не го достигне првобитниот режим во точката А. Од тука следи дека работната точка за пумпата во инсталацијата е стабилна.

Ако работната точка е во точката В, при пораст на протокот ΔQ , напорот на пумпата ќе биде H_{B1} и ќе биде поголем од потребниот напор H_{B2} . Поради што протокот ќе расте константно и работната точка ќе се помести од точка В во точка А. Ако протокот се намали за ΔQ , напорот на пумпата H'_B ќе биде помал од потребниот H''_B . Поради што протокот постојано се намалува и станува еднаков на нула, т.е. работата во работната точка В е нестабилна.

Од досега изложеното произлегува дека опаѓачкиот дел од работната крива на пумпата Н- Q е стабилен. Поради што се доаѓа до заклучок за да се обезбеди стабилна работа на пумпата работната крива треба да биде опаѓачка, т.е. да ја нема превојната точка К.

Влезниот дел на кривата од О до К обично е нестабилен дел на кривата Н- Q . На слика 7.12, прикажана е пресечната точка на работната крива на пумпата Н- Q со карактеристиката на цевководот-инсталацијата H_c-Q во точката В, која се наоѓа на влезниот дел од работната крива (лево од точката К), која се арактеризира со големи хидраулични губитоци. Очигледно е, дека во зададената точка работата на пумпата е нестабилна, ако за тоа е исполнет условот.

$$\frac{dH_c}{dQ} > \frac{dH}{dQ} \quad 7.20$$



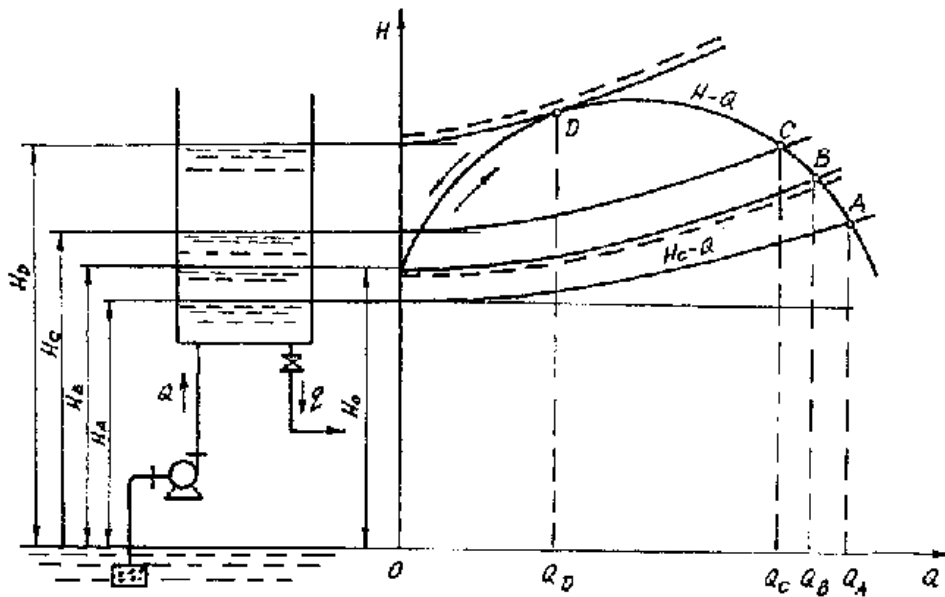
Слика 7.12

7.4. НЕСТАБИЛНА РАБОТА НА ПУМПАТА - ПУМПАЊЕ

Се разгледува пумпна инсталација во која пумпата ја транспортира течноста - протокот Q во потисен резервоар, слика 7.13. Од протокот кој се доведува во резервоарот, еден дел од протокот q оди кон потрошувачот. При што се претпоставува дека протокот q е многу помал од протокот во пумпата Q . Нека карактеристиката на пумпата $H-Q$ има максимум, т.е. се состои од влезниот и опаѓачкиот дел и темето на параболата е поместено во десно од координатниот почеток. Пумпата е поврзана со всисна цевка која на крајот, во резервоарот од кој се црпе водата, има всисна корпа со вентил.

При пуштање на пумпата во работа течноста поминува низ всисната цевка и пумпата, а потоа со помош на одводниот вод оди во потисниот резервоар. Ако резервоарот е отворен, а слободната површина на течноста е на висина H_A , карактеристиката на инсталацијата или на цевководот во тој случај е H_s-Q и ја сечњ кривата $H-Q$ во точката A , која е дефинирана со протокот Q_A . Бидејќи $Q \gg q$, резервоарот и понатаму се полни, а карактеристиката на цевководот и понатаму непрекинато расте, при што се добиваат нови работни точки B , C и др. Во стабилниот дел од кривата на пумпата.

Кога слободното ниво на течноста во потисниот резервоар се подигне на висина D , карактеристиката на цевководот H_s-Q ја тангира карактеристиката на пумпата $H-Q$ во точката D . Од тука произлегува дека оваа точка, е критична. Меѓутоа, како постои инерција на течноста, нивото на течноста во резервоарот и натаму ќе расте, а и карактеристиката на цевководот расте (испрекината линија). Бидејќи напорот на инсталацијата е поголем од напорот на пумпата, протокот брзо опаѓа до нула, а и напорот исто така опаѓа до H_0 , слика 7.13.



Слика 7.13

Бидејќи потрошувачот постојано троши проток q , нивото на течноста во резервоарот постојано опаѓа додека не ја достигне висината H_0 во која протокот е $Q=0$. При дополнително истекување на течноста од резервоарот висината опаѓа уште повеќе H_0 . Во тој случај напорот на пумпата е поголем од напорот во инсталацијата (овој случај е претставен со испрекинатата линија), поради што протокот брзо расте до вредност Q_B .

Погоре опишаната појава се нарекува пумпање и се карактеризира со нестабилен режим на работа на пумпата во пумпната инсталација, со остри промени на протокот и напорот, кој меѓу другото се одвиваат со хидрауличен удар, шум, вибрации во инсталацијата. Од изложеното јасно се гледа дека пумпањето е можно на влезниот дел на карактеристиката на пумпата $H-Q$. Поради ова, потребно е да се ограничи примената на пумпата и да се спречи појавата на пумпање и тоа на начин, така да пумпата се применува само во опаѓачкиот дел на кривата $H-Q$.

Центрифугалните пумпи со ваква карактеристика обично имаат мала специфична брзина на вртење $n_q < 11$ и имаат излезен агол на лопатката $\beta_{21} > 27^\circ$.

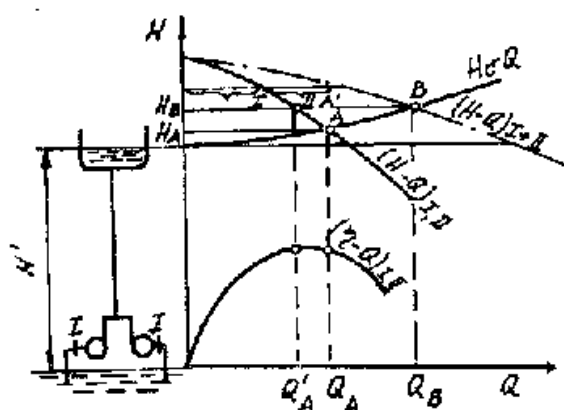
Кај напојните пумпи, прво најважно барање е да работната карактеристика на пумпите биде стабилна, т.е. крута, односно напорот на пумпата мора константно да расте кога протокот се намалува кон нула. За илустрација ќе се наведе податокот, дека техничко барање во САД, е да кај напојните пумпи при проток $Q=0$, напорот не смее да е помал од 115% од номиналниот напор.

7.5. ПАРАЛЕЛНО И СЕРИСКО ПОВРЗУВАЊЕ НА ПУМПИТЕ

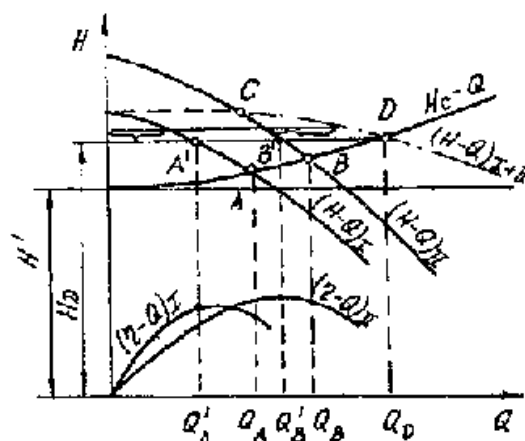
Паралелно поврзување на пумпите во една инсталација или систем се применува тогаш кога треба протокот да се зголеми. Карактеристично за овој случај на поврзување е дека пумпите ја транспортираат течноста во еден заеднички потисен цевовод, додека секоја пумпа има свој всисен цевовод, слика 7.14. Ако се познати работните карактеристики на паралелно поврзаните пумпи и карактеристиката на цевоводот - инсталацијата, може да се одреди протокот и напорот кој го остваруваат двете пумпи.

Се набљудуваат две пумпи кои работат паралелно во систем, и карактеристиката $H-Q$ е позната. Бидејќи пумпите се исти, следива дека и работните карактеристики им се исти $(H-Q)_{I,II}$ и $(\eta-Q)_{I,II}$. Ако работи само една пумпа, т.е. другата е исклучена, работната точка е во точката A' и пумпата дава проток Q' при напор H'_A со степен на искористување η'_A .

За да се определи работната точка во инсталацијата, кога двете пумпи се паралелно поврзани, треба најпрво, да се нацрта збирната карактеристика на двете пумпи $(H-Q)_{I+II}$. Која се добива на начин што за некој произволен напор H се собираат (дуплира) протоците (кои во овој случај се еднакви). Работната точка A се добива во пресек на збирната крива $(H-Q)_{I+II}$ со карактеристиката на цевоводот H_c-Q и претставува работна точка на две паралелно поврзани пумпи со исти карактеристики. Кога низ точката A ќе се повлече права паралелна со апсцисната оска таа ќе ја пресече работната крива на пумпата $(H-Q)_{I,II}$ во почката A_1 , со што е одреден протокот Q_1 кој секоја пумпа подеднакво го транспортира, како и напорот H_A . Пумпите се добро избрани за даден систем ако при проток Q' има максимален степен на искористување $\eta_{A''}$. На слика 7.14 се гледа дека протокот Q_1 при паралелно поврзување на пумпите е помал од протокот Q' кога работи само една пумпа, односно $Q_1 < Q'$, што значи дека е $Q_{I+II} = Q_1 < 2Q_1'$.



Слика 7.14



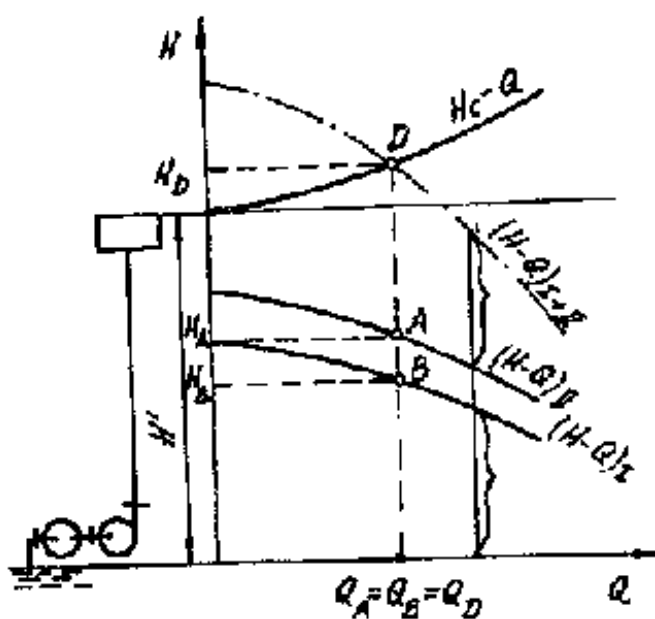
Слика 7.15

Ако во системот се поврзани две различни пумпи, т.е. пумпи со различни карактеристики, слика 7.15, при самостојна работа на секоја од пумпите имаат работни точки A и B , кои се одредуваат на ист начин како кај пумпи со еднакви карактеристики. При паралелна работа, најпрво се црта збирната крива $(H-Q)_{I+II}$. Збирната крива се црта кога ќе се соберат протоците при ист напор H . Пресечната точка на збирната крива на пумпите и цевната крива на системот H_c-Q ја дава точката D и протокот Q_D и напорот H_D , за две различни пумпи при паралелно поврзување.

Прават повлечена низ точката D која е паралелна со апсцисната оска ја сече работната крива на пумпите во две точки A' и B' , и го одредува протокот Q'_A и Q'_B за секоја пумпа при паралелно поврзување. Очигледно е дека заедничкиот проток на паралелно поврзаните пумпи со различни криви е помал од протокот кој секоја пумпа би го остварила, па оттука следува, $Q'_A + Q'_B < Q_A + Q_B$.

Сериско поврзување на пумпите се применува за зголемување на напорот кој една пумпа сама не би можела да го оствари. При сериско поврзување на повеќе пумпи, првата пумпа ја всисува течнота од резервоарот и ја потиснува во втората пумпа, втората во третата и т.н. Сериско поврзаните пумпи може да се постават и во едено ниво или на различни висини и растојанија едни од други.

На слика 7.16 прикажана е шема на една пумпна инсталација со две сериско поврзани пумпи на исто ниво. Поврзани се две различни пумпи, т.е. пумпи со различни карактеристики $H-Q$. На сликата се гледа дека ако секоја пумпа работи самостојно низ пумпната инсталација не протекува течност, бидејќи напорот не е доволен и работната карактеристика е под карактеристиката на цевководот и кривата H_c-Q . Во тој случај неможе да се одреди работната точка во инсталацијата.



Слика 7.16

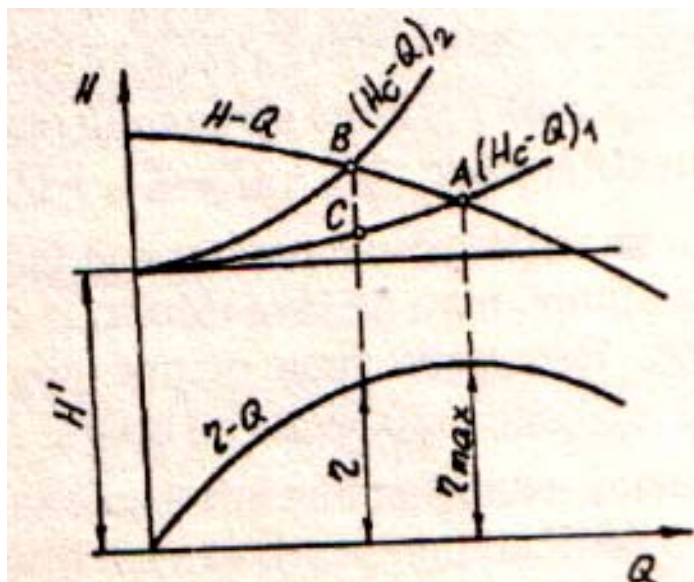
При работа на сериско поврзани пумпи секоја пумпа предава енергија на течнота која минува низ неа. При даден проток Q соопштениот напор е збир од напорите на секоја пумпа поединечно. Заедничката работна крива $(H-Q)_{I+II}$ се добива кога за произволно избран проток се соберат ординатите, т.е. напорите на секоја пумпа поединечно при сериско поврзување. Пресечната точка D на збирната крива $(H-Q)_{I+II}$ со кривата на цевководот H_c-Q ја дава работната точка на сериско поврзаните пумпи со различни криви. Работната точка D го одредува протокот $Q_D=Q_A=Q_B$ на пумпите како и општиот напор H_D .

7.6. РЕГУЛИРАЊЕ НА ПРОТОКОТ НА ПУМПАТА

Универзална карактеристика (топограми) на пумпата

Под регулација на пумпата се подразбира промена на кривата на цевководот-инсталацијата, т.е. цевководот или самата пумпа за да се добие потребниот проток. При регулацијата се менува местото на работната точка која лежи во пресекот на кривата $H-Q$ на пумпата и кривата на цевководот H_c-Q , а со тоа во исто време се менува напорот и протокот на пумпата.

Протоколот може да се регулира со пригушување на цевната мрежа. Кај овој начин на регулирање на протоколот се менува кривата на цевоводот. За оваа цел обично се користи затворач или вентил, кој е вграден веднаш зад пумпата во потисниот цевовод. Со отворање или затворање на затворачот се намалуваат или зголемуваат хидрауличните губитоци определени со равенката $H_g = kQ^2$, со што едновременно се менува и кривата на цевоводот $H_c - Q$ на инсталацијата (слика 7.17). Точката на пресекот ја менува својата положба во лево (или во десно) од А во В со што се намалува протоколот $Q_B < Q_A$.



Слика 7.17.

Овој начин на регулирање има широка примена, иако истиот е неекономичен, бидејќи губитоците во затворачот се еднакви на отсечката В-С (слика 7.17) а со тоа и степенот на корисно дејство на пумпата може значително да се намали. Освен тоа, протоколот може да се менува во широки граници од потполно отворен затворач па се до нула, кога затворачот е затворен. Покрај тоа, постои можност и за многу осетливи промени на протоколот.

Пригушување на цевната мрежа многу е просто, заради што има широка примена, особено таму каде што има потреба од краткотрајни промени на протоколот. Овој начин не се препорачува кај пумпи кои имаат многу стрмна работна карактеристика $H-Q$ (а такви карактеристики имаат пумпите со голем специфичен број на вртежи n_q), бидејќи кај нив со намалување на протоколот губитоците релативно брзо растат.

Регулација со промена на брзината на вртење n . Со промена на брзината на вртење n на пумпата се доаѓа до промена на работната крива на пумпата $H-Q$, а со тоа и до промена на работниот режим, кој е определен со работната точка која се наоѓа во пресек на работната крива на пумпата $H-Q$ и кривата на цевоводот $H_c - Q$ при дадена брзина на вртење. Ако на пример, брзината на вртење на пумпата се намали од n на не карактеристиката на пумпата транслаторно се поместува пониско (слика 7.18.). Точката на пресек А се поместува во точката В и на тој начин протоколот се намалува од Q_A во Q_B . При зголемување на брзината на вртење од n на не карактеристиката $H-Q$ се поместува транслаторно повисоко над кривата за $n = \text{const}$ и протоколот расте од Q_A на Q_C .

Ако работните параметрици на пумпата при брзина на вртење $n = \text{const}$, се Q , H и P , а при друга брзина на вртење n_x ако условите на работа се слични, параметрите ќе бидат Q_x , H_x и P_x и ќе се одредуваат согласно равенките низ следните зависимости:

$$\frac{Q}{Q_x} = \frac{n}{n_x} \quad \text{или} \quad Q_x = Q \cdot \frac{n_x}{n} \quad (7.21)$$

$$\frac{H}{H_x} = \left(\frac{n}{n_x}\right)^2 \quad \text{или} \quad H_x = H \cdot \left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \quad (7.22)$$

$$\frac{P}{P_x} = \left(\frac{n}{n_x}\right)^3 \quad \text{или} \quad P_x = P \cdot \left(\frac{n_x}{n}\right)^3 \quad (7.23)$$

Кога во равенката (7.21) n_x/n ќе се замени со Q_x/Q и ако ова се замени во другите две равенки, се добива:

$$\frac{H}{H_x} = \left(\frac{Q}{Q_x}\right)^2 \quad (7.24)$$

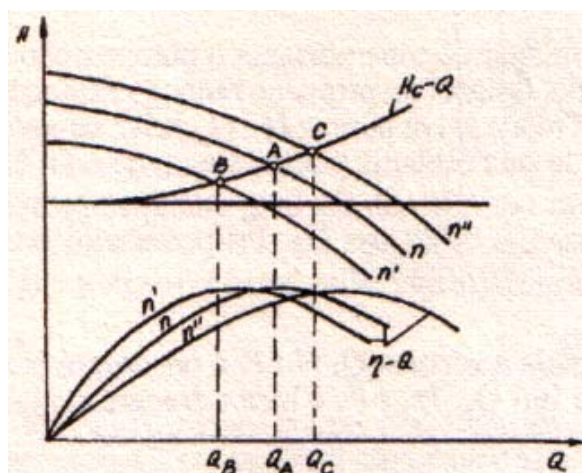
или

$$\frac{H}{Q^2} = \frac{H_x}{Q_x^2} = K = \text{const} \quad (7.25)$$

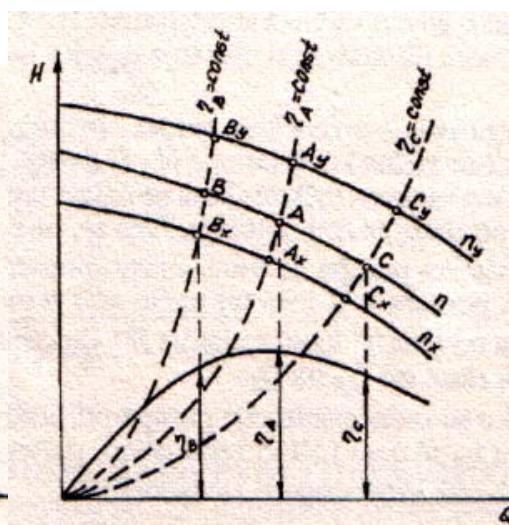
или

$$H = KQ^2 \quad (7.26)$$

Добиената зависност претставува квадратна парабола со почеток во координатниот систем. Во случај да е геометриското место на точки, кои карактеризираат слични работни режими при ист η тогаш се вели дека тоа е *парабола на слични режими на работа*. Ако е, на пример, кривата $H-Q$ при брзина на вртење n и на тој начин дадениот режим на работа со точката A се карактеризира при степен на корисно дејство η_A , па точката A_x и A_y , лежат на квадратната парабола низ точката A и одредува сличен режим на работа со ист степен на корисно дејство η_A при други брзини на вртење n_x и n_y . (слика 7.19).

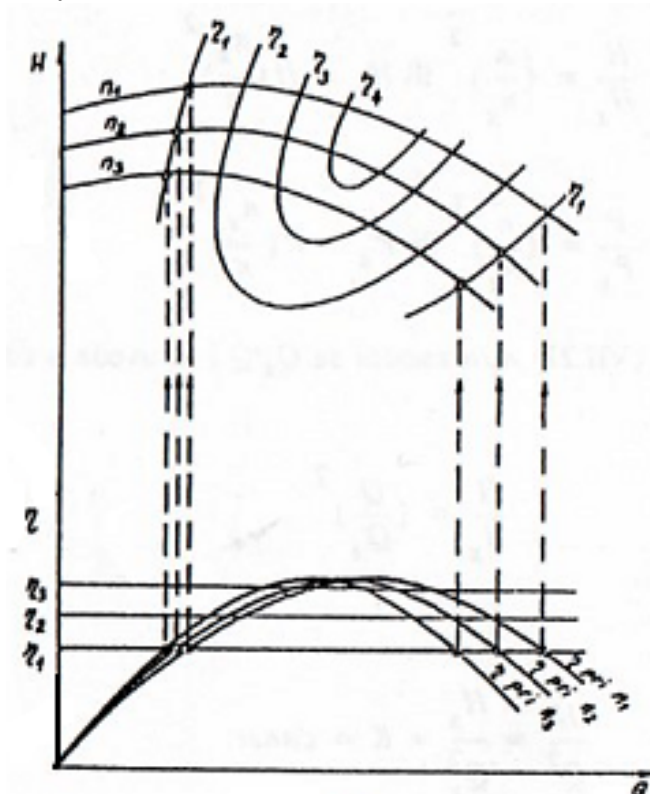


Слика 7.18.



Слика 7.19.

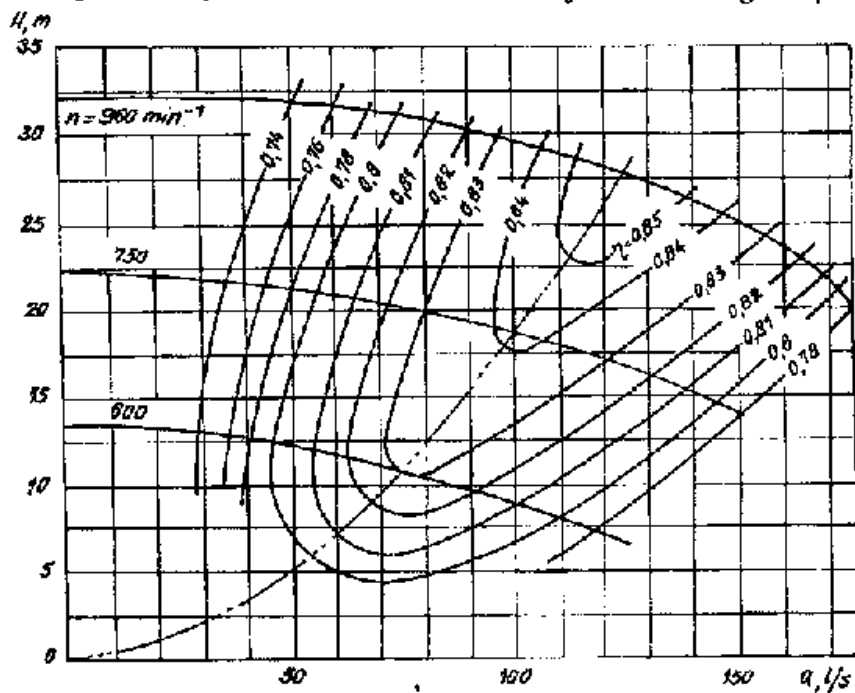
Равенките (7.21), (7.22) и (7.23) важат само во случај да брзината на вртење n не се менува повеќе од 20-30% од основната брзина на вртење n . Точното определување на работната крива при промена на брзината на вртење n се определува со испитувања.



Слика 7.20.

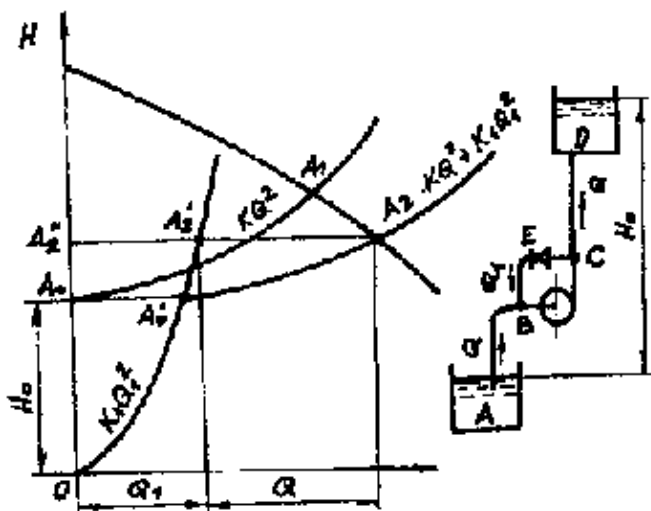
За таа цел за погон на пумпата се применуваат мотори со внатрешно согорување, парни турбини, електромотори со тиристорска регулација или асинхрони електромотори со регулациони отпор кои имаат можност за постепен промена на брзината на вртење. Работната крива се определува со испитувања при што кривата на степенот на искористување η се сече со системот на паралелни прави, кои одговараат за различни вредности η_1 , η_2 , η_3 и т.н., слика 7.20. Пресечните точки за дадената права, кои го определуваат степенот на искористување се пренесуваат на адекватната крива на пумпата $H-Q$. Точките со ист степен на искористување се спојуваат во блага и континуирана крива, која претставува крива на еднаков степен на искористување. Кривата на пумпата добиена на овој начин се нарекува универзална. Оваа крива дава потполна претстава за вистинско и квалитетно искористување на пумпата, при различни брзини на вртење. Понекогаш универзалната крива на пумпата се дополнува со кривите кои ја определуваат вредноста h_{kr} при различни работни режими на пумпата.

На слика 7.21 прикажана е универзалната карактеристика на една центрифугална пумпа.



Слика 7.21

Регулацијата со промена на брзината на вртење е значително е поекономична од регулацијата со пригушување на цевната мрежа, бидејќи се избегнуваат хидрауличните загуби кои се остваруваат со затвораот. Освен тоа, степенот на искористување на пумпата останува доста висок во широк интервал на регулација, слика 7.18.



Слика 7.22

Графички протоците Q и Q_1 се определуваат со цртање на парабола на губитоците KQ^2 со теме во точката A_0 . Точката A_1 одговара на протокот Q за затворен обиколен вод СЕВ. Во зависност од отворањето на затвораот E вредноста на коефициентот K се менува. Параболата на губитоците на обиколниот вод СЕВ ќе биде K_1Q^2 , и се повлекува од координатниот почеток. Пресекот на оваа парабола со правата повлечена низ A_0 која е паралелна со апсцисната оска ја дефинира точката A' . Новата парабола на карактеристиката на цевководот, кога обиколниот вод е отворен, се добива со суперпонирање на

Понекогаш се применува и регулирање со обиколниот вод или *by-pass*, слика 7.22. Овој начин на регулација се остварува така што се вградува обиколна цевка СЕВ, кој го поврзува всисниот и потисниот вод на пумпата. На обиколниот вод се поставува затвораот E . Кога затвораот E се отвори тогаш еден дел од течноста од потисниот вод Q_1 ќе се врати назад, а другиот дел од течноста Q со потисниот вод оди кон потрошувачите.

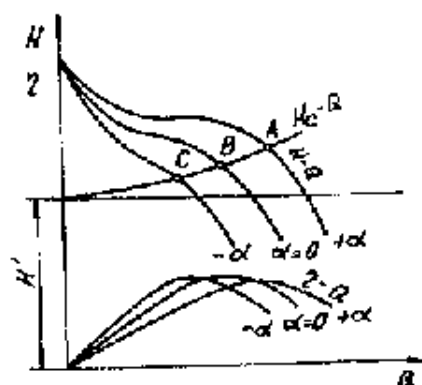
апсцисата K_1Q_1+KQ . Вака добиената крива ја сече работната крива $H-Q$ на пумпата во работната точка A_2 . Апсцисата на оваа работна точка го дефинира вкупниот проток низ пумпата $Q+Q_1$. Правата повлечена низ точката A_2 паралелна со апсцизната оска ја сече параболата K_1Q_1 во точката A'_2 , а ординатната оска во точката A_2 . Растојанието $A_2A'_2$ го дефинира протокот кој оди кон потрошувачите, а $A_2A''_2$ протокот Q_1 кој се враќа низ обиколниот вод во всисниот простор на пумпата. Ваков начин на регулирање на протокот можен е кај пумпа со голем n_q , т.е. кај завојни и осни пумпи, додека за центрифугалните пумпи, ако $n_q < 80$, ваквиот начин на регулирање на протокот е неекономично, бидејќи овие пумпи служат во принцип за мали протоци, а големи напори. Слабата страна е уште и во тоа што погонскиот мотор е постојано оптеретен.

Регулирање со свртување на лопатките на работното коло. Ваков начин на регулирање на протокот се применува кај големите осни пумпи со подвижни лопатки на работното коло, кои во овој случај се нарекуваат уште и Капланови пумпи по аналогија на осните Каплан турбини. Ваквиот начин на регулирање на протокот понекогаш се применува и кај завојните пумпи кои имаат подвижни лопатки спрема главчината на работното коло и кои во тој случај се без преден венец, т.е. имаат само основен венец, односно главчината на работното коло.

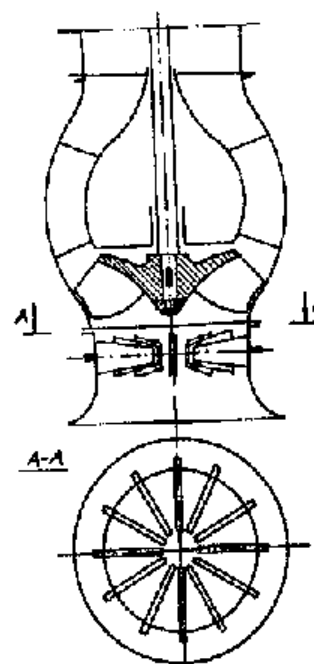
Кај ваквите пумпи лопатките на работното коло може да се свртат за различен агол на нагиб. На секој агол на лопатките одговара друга работна крива, што значи и друга работна точка. Обично со $\alpha=0$ се означуваат работните криви за положбата на лопатките на работното коло кој одговара на пресметаниот (оптимален) режим на работа. Со $+\alpha$ се означуваат кривите при зголемување на аголот, а со $-\alpha$ при намалување на аголот на свртување. При овој начин на регулирање на протокот оптималната вредност на степенот на искористување се менува (намалува) незначително, бидејќи при новиот режим на работа на лопатките, опструјувањето со флуидната струја нема да биде најдобро (ударно струење).

При работа на пумпата во пумпна инсталација и кога е потребно да се променат работните параметри на пумпата степенот на искористување и понатаму останува висок, слика 7.23

Кај аксијалните пумпи механизмот за свртување на лопатките на работното коло сместен е во главчината на работното коло. Со помош на механизам, лопатките може да се свртуваат рачно и хидраулично. Рачното свртување е можно само кога пумпата мирува т.е. не работи, а хидрауличното свртување е можно и кога пумпата не работи и во случај кога пумпата е во погон.



Слика 7.23

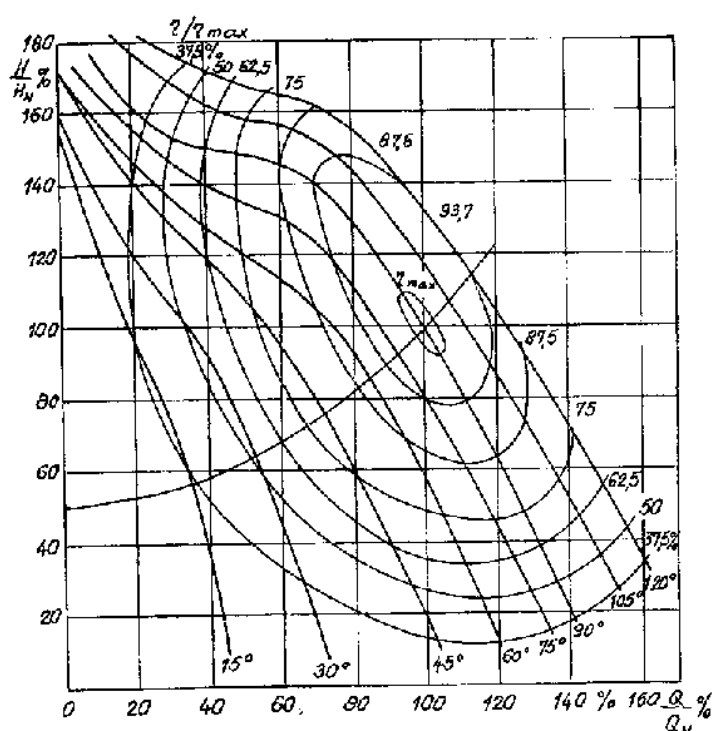


Слика 7.24

Идентичен механизам за свртување на лопатките се кориси кај завојните пумпи кои имаат насадени лопатки на главчината на работното коло и се подвижни. Ваквиот тип на лопатки на работното коло се без преден венец.

Регулирање на протокот со помош на *регулациско предколо*. Кај некои конструкции на аксијални и завојни пумпи регулирањето на протокот се изведува во специјално предколо кое се поставува пред работното коло на пумпата. Во тој случај лопатките на предколото се подвижни, а лопатките на работното коло се неподвижни. Регулациските лопатки на предколото можат едноставно да се свртат за еден одреден агол околу својата оска, слика 7.24.

При нормална работа на пумпата лопатките на предколото се наоѓаат во меридијанска рамнина поради што течноста влегува во работното коло аксијално и поради тоа ја нема аксијалната компонента на брзината ($c_{1u}=0$). Во тој случај единечната работа на колото, т.е. напорот на колото се определува по равенката (2.36), при што ја нема компонентата c_{1u} која ја намалува работата на колото H_k .



Слика 7.25

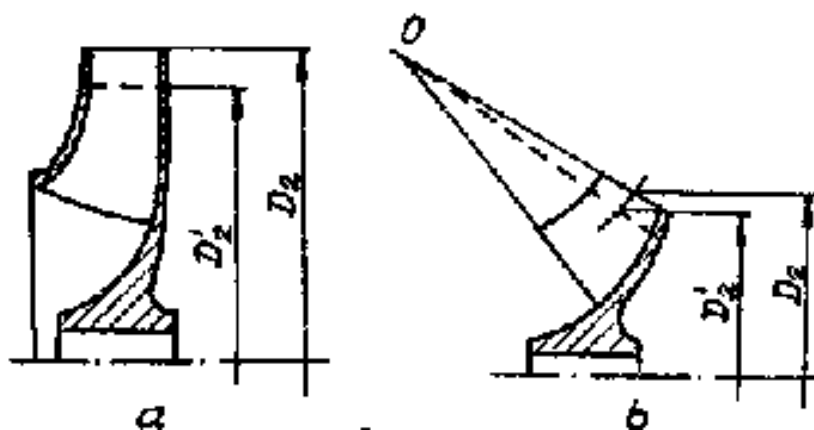
Ако струењето на влез во работното коло се заврти во насока спротивна од насоката на вртење на работното коло, т.е. се појави компонентата $-c_{1u}$, а бидејќи во равенката за работа на работното коло пред c_{1u} е знакот "минус", па следува дека тие два члена сега ќе се соберат и работата во колото ќе биде поголема. Спротивно, ако струењето е во насока на вртење на работното коло ќе се појави компонентата $+c_{1u}$ и во тој случај работата во колото ќе биде помала, а со самото тоа и напорот на пумпата. На овој начин се добиваат различни работни криви на пумпата.

На сликата 7.25 прикажана е универзална карактеристика на завојна пумпа со влезен регулациски проток кој има $n_q=100$. Параметрите на пумпата претставени се во % од оптималниот проток, т.е. режимот на работа. Со испитување е потврдено дека регулирањето на протокот со регулациско предколо е рационално кај големите аксијални и завојни пумпи и тоа е најсовремен начин на регулирање на протокот.

7.7. ПРОШИРУВАЊЕ НА ОБЛАСТА НА ПРИМЕНА СО НАМАЛУВАЊЕ НА ИЗЛЕЗНИОТ ПРЕЧНИК D_2 НА РАБОТНОТО КОЛО

Областа на примена на центрифугалните и завојните пумпи кои работат при $n=\text{const}$, може значително да се прошири под услов излезниот пречник на работното коло D_2 да се редуцира на помала величина. Со намалување на излезниот пречник на работното коло се менуваат и работните криви. При ова работното коло на струг се обработува по обем до пречник D'_2 кој треба да го обезбеди потребниот проток и напор на пумпата.

На сликата 7.26-а,-б прикажан е начинот на намалување на надворешниот пречник на работното коло на центрифугална и завојна пумпа. Кај центрифугалните пумпи излезниот раб и понатаму останува паралелен со оската на вртење на работното коло, додека кај завојните пумпи се одредува пресечна точка O на правецот кој поминува низ излезниот раб на лопатката и правата која поминува низ две крајни точки на влезниот раб на работното коло. Работното коло се потсечува по права која поминува низ точката O како и пречникот D_2 и D'_2 , кои се мерат од средната величина на излезната ивица на лопатката.



Слика 7.26

Испитувањата покажуваат дека при прифатливо, а не при големо намалување на излезниот пречник (зависно од n_q) промената на степенот на искористување η е незначителна. При ова, промената на протокот, напорот и снагата може да се пресметаат со помош на равенките:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D_2}{D'_2} \quad 7.27$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \quad 7.28$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^3 \quad 7.29$$

каде: Q , H , P - параметри при пречник D_2 ,

Q' , H' , P' - параметри при потсечено работно коло, т.е. пречник D'_2 .

Ако во равенката 7.28 се замени D_2/D'_2 со Q/Q' се добива:

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D'_2} \right)^2 \quad 7.30$$

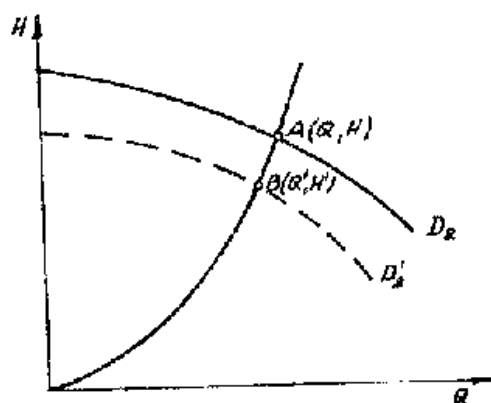
$$\frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = K = \text{const} \quad 7.31$$

$$H = KQ^2 \quad 7.32$$

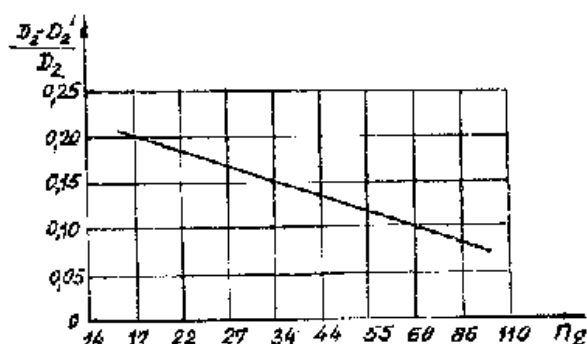
Равенката 7.32 претставува квадратна парабола со теме во координатниот почеток. Од каде следува дека со потсечување на работното коло, новиот работен режим се наоѓа на врвот на квадратната парабола, поради што оваа парабола се нарекува уште и *парабола на потсечување*. Во равенките 7.27, 7.28 и 7.29 се зема дека $\eta = \eta'$, па параболата на потсечување истовремено е и парабола со еднакви степени на искористување.

Ако е позната кривата $H-Q$ за дадена пумпа при нормален пречник на работното коло D_2 , а потребно е да се обезбеди проток Q' и напор H' на пумпата, на кои одговара точката B која е под $H-Q$ кривата, што значи дека треба да се намали пречникот на работното коло D_2 на D'_2 , слика 7.27. Постапката за вакво намалување е следната. Низ точката B се повлекува квадратна парабола со константа $K=H'/Q'^2$. Точката на пресек A за дадената парабола со работната крива $H-Q$ при даден пречник D_2 , ги определува протокот Q и напорот H на пумпата во таа точка. Откако ќе се изврши замена на Q и Q' во равенката 7.27 или H и H' во равенката 7.28 се добива соодветниот пречник на потсеченото работно коло D'_2 .

Дозволеното максимално потсечување на работното коло $D_2-D'_2/D_2$, зависи од специфичната брзина на вртење n_q и се препорачува да се избере спрема дијаграмот на слика 7.28. Ако е $n_q > 96$ не се препорачува потсечување на работното коло.



Слика 7.27

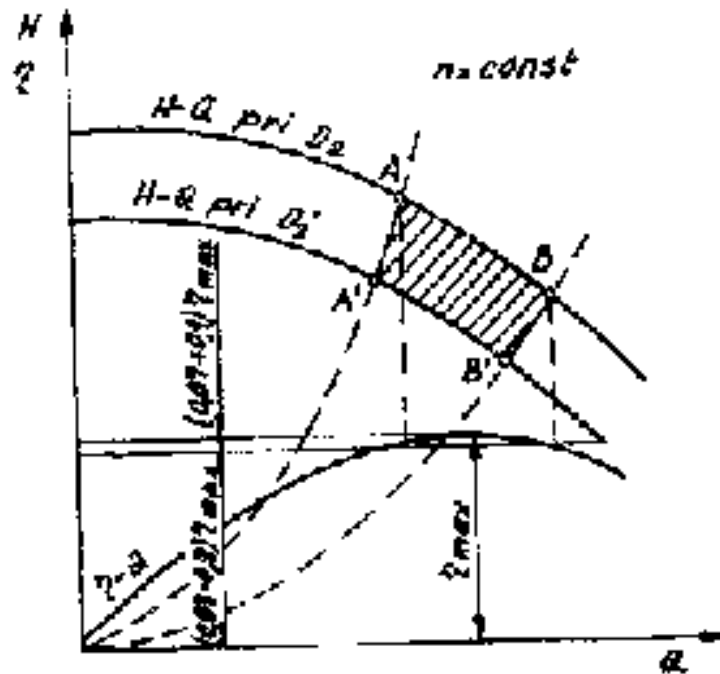


Слика 7.28

Се препорачува работната област на пумпата да биде во границите $\eta = 0,9\eta_{\max}$. Ако за дадено намалување на степенот на искористување одговараат точките A и B од работната крива $H-Q$ на пумпата при пречник на работното коло D_2 , при услов да за потсеченото работно коло со пречник D'_2 степенот на искористување ја задржува својата вредност, со посредство на параболата на

потсечување се определуваат соодветните точки A' и B' од кривата $H-Q$ за пречникот D'_2 , слика 7.29.

Добиениот криволиниски четвороаголник $ABB'A'$ претставува работно проточно-напорно подрачје, во кое степенот на искористување задржува висока вредност и во граници за кои се препорачува пумпата да работи.



Слика 7.29

8. ОПШТО ЗА ПУМПНИ СТАНИЦИ

8.1. ЗНАЧЕЊЕ НА ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ

Пумпните станици се едни од најважните енергетски постројки во сите области на човековите дејности, почнувајќи од снабдувањето со вода и одвод на отпадните води, па до енергетиката, земјоделството и индустријата. Изработка на погонски сигурни и економски проекти, земајќи ги во предвид локалните прилики, претставува многу важна инженерска работа.

Порастот на бројот на жители, првенствено во градовите, и покрај општото на стојување за подобар животен стандард, секојдневно во сите земји восветот се зголемува потребата за вода. Така на пример во СФРЈ во последните 30 години порастот за вода е околу 100%. Се смета дека потребата за вода во домаќинствата по еден човек е околу 40 до 220 литра, а при изработка на проект се смета за 150 до 250 литра дневно по човек. Во другите земји како: САД, Шведска, Швајцарија или Норвешка се достигнуваат и поголеми вредности. Паралелно со тоа, брзата изградба на енергетските и индустриските објекти, како и поголемата потреба за вода во земјоделството, ја зголемуваат потрошувачката на вода. Бидејќи во многу земји снабдувањето со вода делимично е во самиот почеток, во други е неразвиено, постои потреба за проширување на веќе постојните постројки, изградба на нови пумпни постројки и замена на старите со нови.

Во врска со зголемувањето на потрошувачката на вода, постои проблем при отстранувањето на отпадните води, бидејќи се губи само дел од водата. Остатокот и после употребувата во повеќе или помалку нечиста состојба повторно се носи во реките, каде со помош на кислород, содржан во водата, повторно се регенерира, ако степенот на загаденост е мал и не се потребни дополнителни средства и уреди за претходно пречистување на водата пред повторно да се одводот во реката, а да не ја загадат. Реките поседуваат ограничена моќ за пречистување на отпадните води.

Во табелата 8.1. дадена е дневна потрошувачка на вода за некои секојдневни потрошувачи.

Табела 8.1

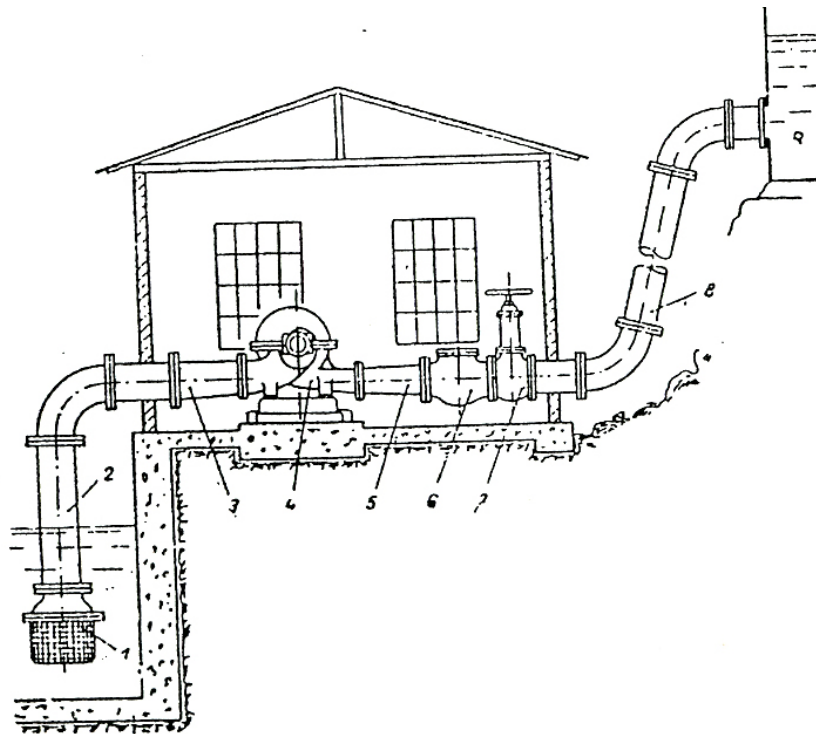
Потрошувач	Литри	
Готвење, перење и чистење по еден член во домаќинството	30	50
Перење облека по еден член во домаќинството	15	20
Бања со када во приватен стан	150	200
Перење на патнички автомобили	200	300
Перење на теренски автомобили	180	500
Отворени базени за бањање по $1m^3$ во ден		500
Вкупна потреба во населбите по ден и станар	80	120
- во градовите до 50 000 станари	80	120
- во градови над 50 000 станари	150	250
Млекара за 1 литар преработено млеко	3	6
Преработка на волница за 1 kg	1000	
За пивара по h1 пиво	1700	2200
Преработка на 100 kg шеќерна репка во фабрика за шеќер	1500	
Производство 1 kg шеќер	100	
Производство 1 kg фина хартија	1500	3000
Производство 1^3 бетон	120	150

Бидејќи речната вода, освен за рибарство, се повеќе се користи за потребите на луѓето, индустријата и земјоделството, па затоа на претходното пречистување на отпадните води мора да се посвети големо внимание, за што постојат низа законски прописи, кои ги регулираат овие проблеми.

8.2. КЛАСИФИКАЦИЈА НА ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ

Пумпа со погонски мотор, кога се комбинира со останатата неопходна хидро -машинска опрема во една целина, која служи за транспорт на течности од едно ниво на друго, а каде гравитациски не би можела да дојде се нарекува *пумпна станица*.

Пумпна станица, односно систем за транспорт на течности во најопшт облик, прикажан е на слика 8.1 и се состои од: водозафатот во кој е потопена всисна цевка (2), на чиј крај е всисната корпа (1). На всисниата цевка (2), од другата страна се наоѓа конфузорот (3) кој се надоврзува на центрифугалната пумпа (4). Од друга страна, на излезот од пумпата се поставува дифузорот (5), а потоа доаѓа повратната клапна (6) и вентилот (7) кој служи за регулирање на протокот. На вентилот се поставува одводна потисна цевка (8) со кој водата се носи до собирниот резервоар (9).



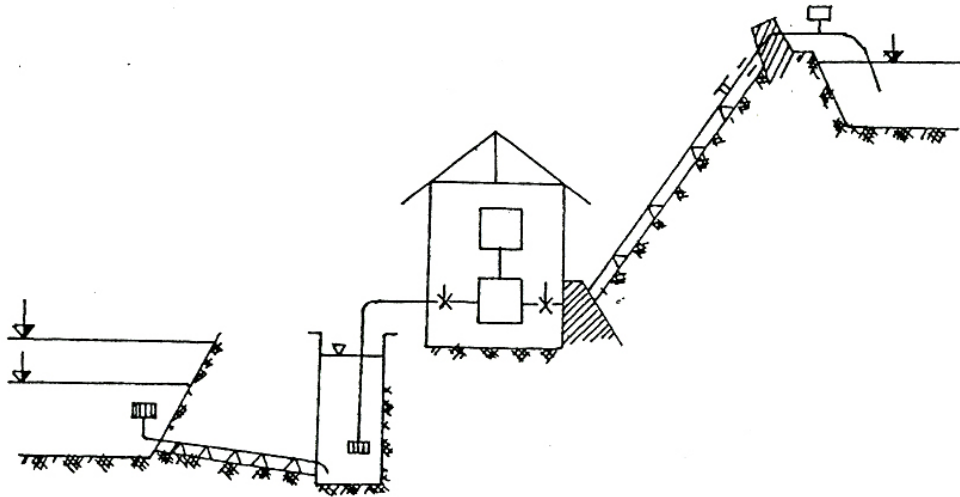
Слика 8.1.

Взаемната положба и видот на хидромашинската опрема во еден хидрауличен систем на пумпната станица зависи од :

- конкретната намена на пумпната станица (водоснабдување, отпадни води, енергетски потреби и др.);
- од протокот за кој се проектира пумпната станицата (мала за проток до $1 m^3/s$, средна до $5 m^3/s$, и голема над $5 m^3/s$);
- врстата и типот на вградената пумпа (или пумпи) спирална или повеќе степен, хоризонтална или вертикална, центрифугална, завојна или осна;
- дозволена всисна висина H_s ;
- локални услови (топографски и геолошки услови) каде се гради пумпната станица;
- видот на водозафатот (акумулација, река, чистота на вода –цврсти состојки и др.).

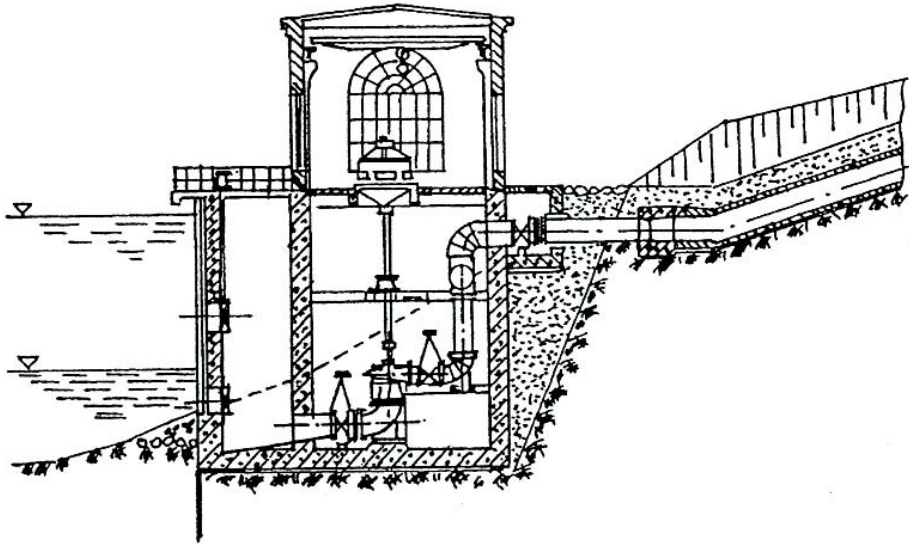
Во зависност од врстата и положбата на водозафатот пумпните станици можат да се изградат во следните облици.

- покрај брег (на река) како на сликата 8.2



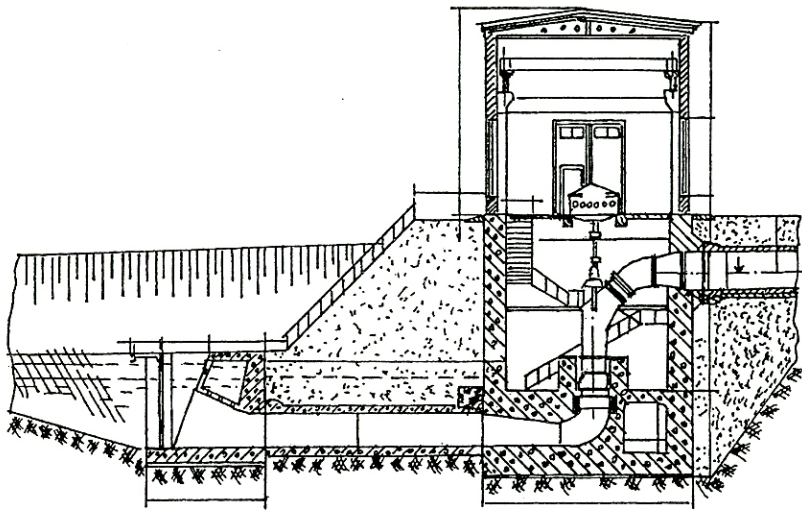
Слика. 8.2.

- каналска како на слика 8.3



Слика 8.3

- езерска како на слика 8.4



Слика 8.4

- канализациони за транспорт на отпадни и фекални води;
- индустриски во зависност од намената и технолошкиот процес (напојни пумпи за парни котли, хемиски за хемиска индустрија и др.)

Пумпните станици може да се користат и во системи за наводнување, во градежништвото и рударството. Најчесто се градат за проток до $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ и напор H до 100 m. Пливачките пумпни станици се користат во случаи кога нивото на водата во местото каде што се црпи водата се менува во широки граници. Пумпниот агрегат и другата опрема се поставуваат на сплав, а врската со потисниот вод се остварува со помош на специјални сферни спојки.

Обликот на пумпната станица може да е многу различен. Тие мора да се прилагодат на соодветните услови за црпење, типот на пумпата, начинот на земање на водата како и просторниот распоред.

Пумпната станица е една од најважниот фактор во системот за водоснабдување на градовите, населбите и индустријата со соодветен квалитет на водата, и за одвод на отпадните води од населбите, градовите и индустријата. Изработката на соодветен, погонски сигурен и економичен проект, земајќи ги во предвид и локалните услови, претставува благодарна инженерска работа.

За да се дојде до задоволни техничко - економски решенија, потребно е да се посвети внимание на повеќе моменти од кои некои, по важните, поодделно ќе се разгледаат.

Услов за изработка на добар проект на пумпна станица е:

1. познавање на особините на течноста која се транспортира.
2. процена, што е можна поточна, за максимален и минимален проток. Тоа е најдобро да се претстави во облик на дијаграм за дневна потреба за еден ден, и тоа за: максимален, среден, минимален. Притоа мора да се земе во предвид и евентуално зголемување на протокот во текот на наредните години.
3. пресметка на соодветниот напор за разни погонски услови. Во постројките постои цврст однос помеѓу напорот и протокот, а која се најдобро прикажува со карактеристиките на пумпата и цевководот, кој е приклучен на пумпната станица.

При изборот на бројот и големината на агрегатот важна улога имаат, покрај чисто хидрауличниот момент, кој произлегува од карактеристичните криви на цевководот и пумпата, цената на набавка и тековните погонски трошоци. Кај сите големи проекти на пумпни станици треба да се земе во предвид и пресметката за економичноста.

Пумпи со еднакви карактеристики пожелни се во пумпните станици заради едноставно одржување и достапност на резервни делови.

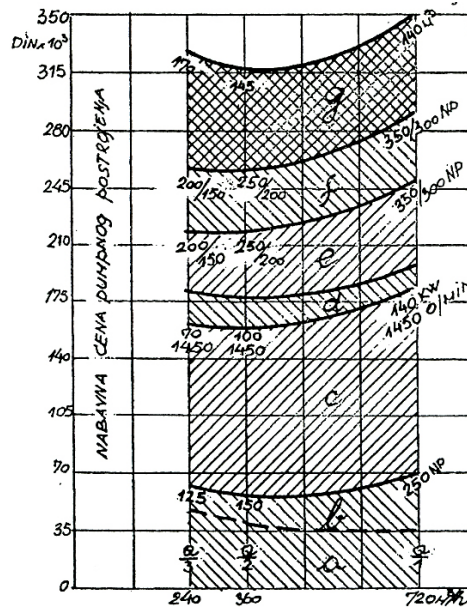
Останатите делови на постројката, како: електромотори, прекинувачи, арматура, цевководи и градежен дел покажува помалку - повеќе слична тенденција. Понатаму се дава преглед на инвестиционите трошоци во изградба на една пумпна станица: пумпа 8 %, електромотори 32 %, електроопрема 6 %, хидромашинска опрема 12 %, цевководи 12 % и градежен дел 20 %, што ја сочинува вкупно 100 % цената на чинење. Машинскиот дел, пумпата, арматурата и цевководите изнесуваат вкупно 42 % од вредноста на пумпната станица, па оваа бројка најдобро говори за улогата на проектантот во изборот и проектирањето на пумпна станица (сл. 8.5).

Апсолутно најекономично решение може да даде само искусен стручен инженер.

Пумпните станици, според својата намена може да се класифицираат на:

- а) пумпни станици за водоснабдување на градови и населби со вода за пиење;
- б) канализациони пумпни станици за отпадни и фекални води;
- в) пумпна станица за снабдување на индустријата со вода (питка и технолошка);
- г) пумпна станица за термоелектрани;
- д) пумпна станица за одвод на површински и подземни води кај рудниците;
- ѓ) пумпна станица за наводнување и мелиорација во земјоделството;
- е) пумпна станица за други специфични намени во индустријата.

По начинот на изведба пумпите може да бидат во “сува” и “мокра” изведба.



Слика 8.5

a+b) пумпа	18%
с) мотори	32%
d) прекинувачи	6%
e) хидромашинска опрема	12%
f) цевоводи	12%
g) градежен дел	20%
Вкупно	100%

Според врстата, пумпата може да биде:

- а) хоризонтална и вертикална центрифугална пумпа;
- б) завојна, и
- в) аксијална (пропелер) пумпа.

По начинот на управување може да бидат:

- а) со рачно управување – сите работи врзани за погон на пумпата, како што се: вклучување, исклучување и контрола на работата на агрегатот ја врши човекот;
- б) автоматизирана – сите операции се изведуваат автоматски во пумпната станица;

в) далечинско управување (теле команда) – вклучувањето, застанувањето и контролата на работата на пумпниот агрегат се изведува од пункт, кој се наоѓа надвор од зградата на пумпната станица и тоа доста одалечен.

Според работниот режим :

- а) пумпна станица кои работат постојано;
- б) пумпна станица кои работат со прекини; и
- в) пумпна станица кои работат со одредена програма - програмирани пумпни станици.

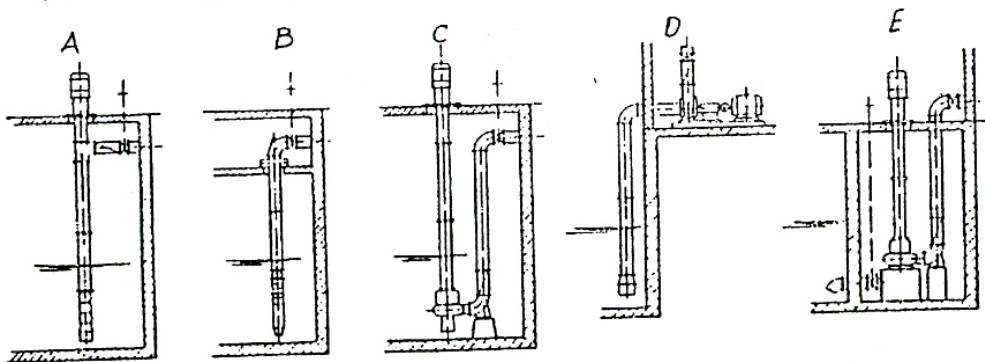
Во однос на конфигурацијата на теренот може да бидат:

- а) површински;
- б) вкопани; и
- в) во шахта.

8.3. ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ ЗА СМЕСТУВАЊЕ НА ПУМПНИТЕ ВО ПУМПНИТЕ СТАНИЦИ

Обликот на пумпната станица може да биде многу различен што зависи во прв ред од намената, на пример: пумпните станици за снабдување на населби и места со вода се разликуваат од пумпните станици за енергетски потреби или наводнување. Пумпните станици мора да се прилагодат на работните услови, типот на пумпата, начинот на зафаќање на водата и просторниот распоред. Воглавно се разликуваат два начина на поставување на пумпите во пумпните станици. Првиот тип "мокри", кога пумпата се потопува и се наоѓа под нивото на водата, при што пумпата и моторот може да бидат поставени над највисокото ниво на вода во водозафатот од каде што се црпе водата, или да моторот со пумпата се потопи во водата. Кај вториот тип "суви", начинот на поставување на пумпата е кога се наоѓа во вертикална или хоризонтална положба во посебна просторија за пумпата, каде се лесно достапни и е олеснето нивното одржување и опслужување.

Одлучувачки фактор при изборот на положбата на пумпата е висината на нивото на водата на всисната страна, односно дотокот кај пумпата. Ако нивото е пониско од дозволената всисна висина на центрифугалната пумпа т.е. 6 до 8 m под површината на земјата, како што е случај кај длабоките бунари, тогаш пумпата се потопува во водата "мокро". За таков случај постојат, како што покажува сликата 8.6 А и Б, две врсти на изведби: т.н. пумпа за бушотини (длабоки бунари) со радијални или завојни работни кола и подводни моторни пумпи. Кај првиот тип моторот лежи надвор од водата на површината на земјата, кај вториот моторот е вграден заедно со пумпата и сочинува компактна целина, која е потопена во водата. За голем проток и мал напор се користат пумпи со завојно коло, како и пропелерни и осни пумпи со сличен облик, како и пумпи за бушотини. Кај сите набројани пумпи, самата пумпа е поставена во потисниот вод. Исто така, може да се земе и обична пумпа со спирално



Слика 8.6

кукиште и со потисен цевковод, кој е поставен паралелно со осната пумпа. Таквиот облик е релативно редок (слика 8.6-С).

Пумпите за бушотини, како и пумпите за подводно поставување со моторот, се користат за длабочини до 120 m. Во специјални случаеви со специјални конструкции може да се постигнат и поголеми длабочини. Французите во пустинските области на Сахара и Алжир имаат постигнато длабочина и до 400 m. Максималната длабочина на поставување на пумпата зависи од брзината на вртежи на пумпата. Ако, на пример, при 1450 vrt/min може да се достигне максимална длабочина на поставување од 60 m, тогаш при 2950 vrt/min, може длабочината на поставување да изнесува и до 248 m.

Подводните моторни пумпи кај длабоките бунари, од економска гледна точка се подобри од пумпите за бушотини. Кај пумпите за бушотини на цената неповолно влијаат подолгите носечки цевководи, како и вкупниот степен на искористување во поглед на поголемиот број на лежишта и подолги вратила.

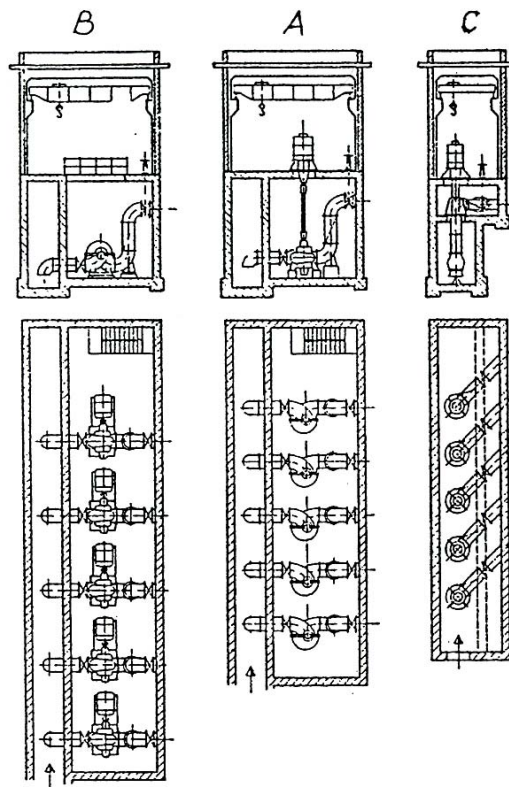
Кај подводните моторни пумпи, пак, степенот на искористување на електромоторот поради неговото потопување, е нешто помал, а и е поскап е заради специјалната изработка. Кај овој тип на пумпи се смалува градежната работа бидејќи нема зграда за пумпна станица, а освен тоа поставувањето и монтажата се едноставни. Двата типа пумпи поседуваат ист степен на погонска сигурност, според тоа, секој во својата област е оправдан при употреба. Која ќе има предност одлучува проектантот на пумпната станица. Гледано чисто од економска страна, пумпите за бушотини имаат предност кај длабочини од 10-20 m, додека за поголеми длабочини поповолна е потопена пумпа. Кај нивото на вода кое е пониско од 6-8 m под подот на машинската сала на пумпната станица, потребно е да се изврши избор помеѓу "сув" и "мокар" начин на поставување на агрегатот. Кај високо ниво на вода, кај кое нема многу промени, најповолно е за "суво" да се постави хоризонтална пумпа (сл. 8.6-D). Ако кај избраниот тип на пумпа не е доволно голема дозволената всисната висина, или ако на влезот на пумпата е потребен дотур на вода, тогаш со сигурност се избира "мокро" поставување на пумпата (сл. 8.6-A или C).

Понекогаш просторијата за сместување на пумпата се спушта, за да со сигурност се добие потребната всисна висина, односно бараниот проток. На овој начин "сувото" поставување на пумпата може да достигне длабочина и преку 6-8 m под подот на машинската сала на пумпната станица. Границата лежи на нешто околу 10 m, бидејќи подлабоко поставување на просторијата за пумпниот агрегат би било премногу скапо (сл. 8.6.-D). За поголеми длабочини поволни се пумпите со вертикално вретено, заради заштеда во простор.

Која форма од овие три типа на пумпи ќе се избере, т.е. "мокар", "сув", хоризонтален или вертикален, зависи од меѓусебниот распоред, потребниот простор и место, трошоците за механички и градежен дел, како и степенот на искористување и според погонските трошоци.

На слика 8.7 покажани се три начина за подеднакви услови при црпење:
 А) со "суво" поставување на вертикалниот пумпен агрегат со спирално куќиште;
 Б) со "суво" поставување на хоризонталниот пумпен агрегат, и
 В) со "мокро" поставување на пумпниот агрегат со завојно работно коло.

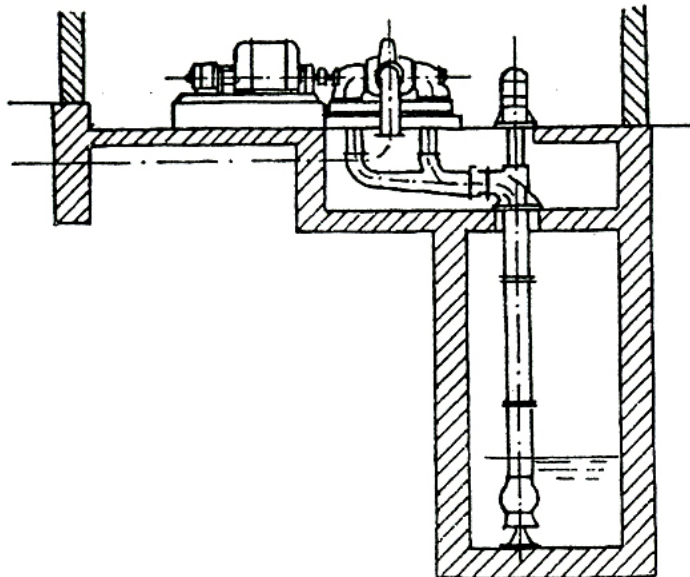
Самото споредување покажува на јасен и збиен начин на изработката на пумпна постројка со "мокро" поставена пумпа со завојно коло, при што треба да се види дека пумпите поставени во еден ред бараат одредени услови, така да дотокот на вода на поединечните пумпи биде задоволен. Овие три варијанти ги даваат следните резултати, кои говорат во прилог на т.н. "мокро" поставување на пумпниот агрегат.



Слика 8.7

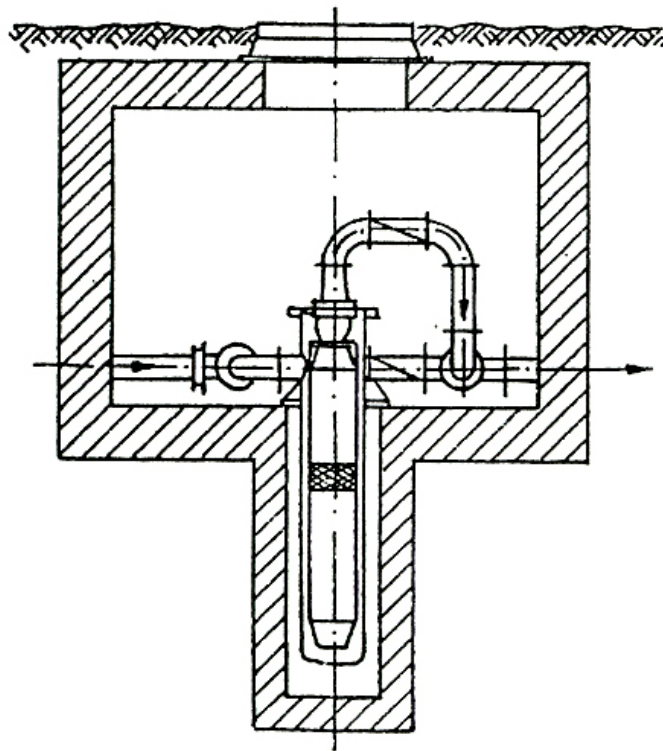
Алтернатива	А	В	С
Цена на пумпниот агрегат	100	70	71 %
Цена на хидромашинската опрема	100	89	82 %
Сидан простор	100	115	92 %

Можно е да се обединат "мокриот" и "сувиот" начин на поставување на пумпниот агрегат со цел да се достигне ниско ниво на поставување на пумпата при високи притисоци, но со мала дозволена всисна висина, односно со потребниот проток на вода до всисната корпа на пумпата. Тоа може да се постигне со поставување на една потопена пумпа со завојно работно коло или со потопена пропелерна пумпа, како што е прикажано на сл. 8.8. При тоа секоја пумпа има свој сопствен погон, кај кои со помош на блокирање на работата на главната пумпа, може само тогаш да се пушти во погон, кога работи како предпумпа.



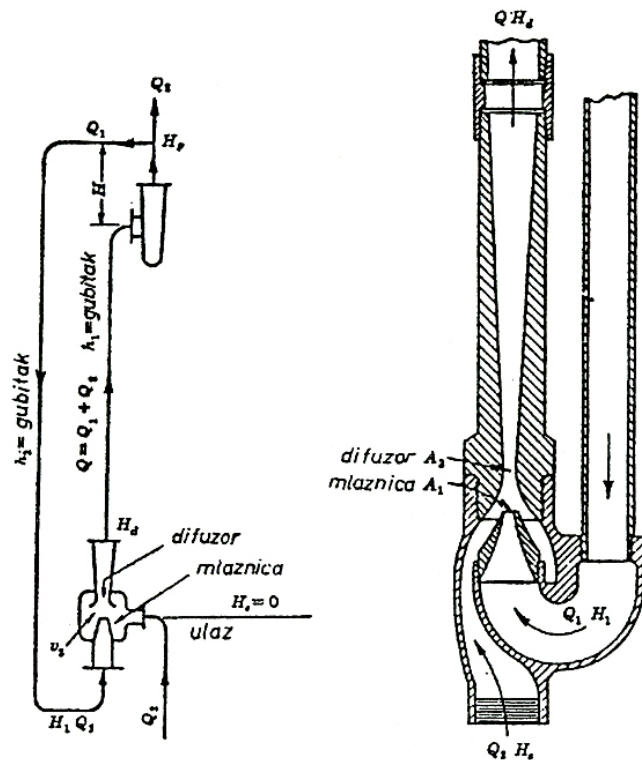
Слика 8.8

Како предпумпа, предност има хоризонталната пумпа, може да се користи и подводна електромоторна пумпа кај која на постои цврсто спојување со вратилото. Ова решение се применува кај постојаните водоводни станици за снабдување со вода кај кои хоризонталната главна пумпа не може да работи беспрекорно поради снижувањето на подземните води. Притоа мора да се земе во предвид да потопената пумпа бара поголем простор во длабочина за вградување, од постојната всисна корпа на главната пумпа (слика 8.9).



Слика 8.9

Всисната висина на пумпата може да се зголеми со помош на струјна пумпа (ејектор), која се вградува на крајот на всисниот цевковод, така да хоризонталната пумпа може да се употреби и кога нивото на вода е пониско од всисната висина што може да се постигне, и која обично кај добро изведени пумпи изнесува од 6 до 8 m. Степенот на искористување на пумпата, заедно со ејекторот, кој се поставува на всисниот цевковод, опаѓа за некоја големина. Економската оправданост на вградените ејектори со главните пумпи се достигнува на длабочина до 40 m и за проток до $0,003 \text{ m}^3/\text{s}$, и нивната примена денес е доста раширена за снабдување на индивидуалните домаќинства со вода за пиење (сл.8.10.).



Слика 8.10

Во некои случаи, на пример, за да се зголеми напорот, односно притисокот во водоводната мрежа, при голема потрошувачка на вода, или, водата да се донесе на поголема висина, се поставуваат пумпи за зголемување на притисокот, во повеќе случаи со вертикална конструкција (слика 8.11).

Ова е комбинација на центрифугална и завојна пумпа како предпумпа на едно вратило. Произведувач е KSB.

За економска проценка на проектот на една пумпна станица неопходно е да се одредат годишните трошоци за :

- потрошувачката на енергија
- камата за машинската постројка
- камата за градежниот дел на објектот.

На потрошувачката на енергија многу влијае степенот на искористување на пумпниот агрегат. Кривата на степенот на искористување на слика 8.12 покажува смалување на степенот на искористување со поделба на протокот на повеќе пумпи.

Кривата E, на слика 8.12. претставува потрошувачка на енергија во текот на годината:

$$E = \frac{\rho \cdot Q \cdot q \cdot H_{man}}{3,6 \cdot 10^6 \eta} p \cdot b$$

или:

$$E = \frac{Q \cdot H_{man}}{367 \cdot \eta} p \cdot b$$

каде што:

ρ - густина на работната течност во kq/m^3

Q - проток во m^3/h

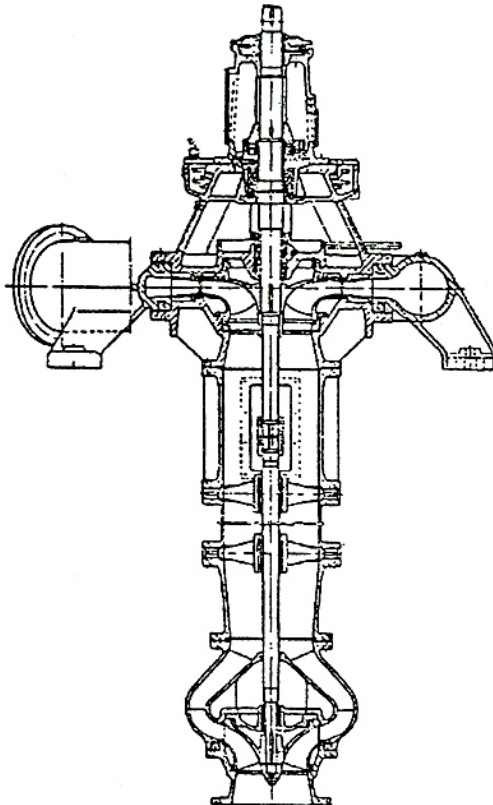
q - Земјино забрзување во m/s^2

H_{man} - манометарски напор кој агрегат го остварува во m VS

b - годишен број на погонски часови

p - цена на електричната енергија во den/kWh

η - степен на искористување на агрегатот.



Слика 8.11.

Според компаративната табела енергетската мерка е $1 \text{ kWh} = 3,67 \cdot 10^5 \text{ kpm}$, односно $1 \text{ kWh} = 3,60 \text{ MJ}$. За да се добие вредност на потрошена енергија во денари горната вредност се дели со $3,60 \text{ MJ}$. Ако во горниот израз се средат некои бројни вредности, т.е. $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, $q = 9,806 \text{ m/s}^2$, и $1 \text{ kWh} = 3,60 \text{ MJ}$, тогаш во именителот се појавува бројна вредност 367.

За овој пример земено е да агрегатот во пумпната станица работи 12 часови дневно, односно вкупниот број на годишни работни часови е 4400, а цената на електричната енергија е земена $0,80 \text{ den/kWh}$.

Кривата M – ги дава годишните трошоците за амортизација и камата за машинскиот дел на опремата во пумпната станица, која се пресметува по следниот израз:

$$M = \frac{K_M \cdot (i + a)}{100} \text{ den}$$

каде што:

K_M - набавна цена на машинските делови

i – камата

a – амортизациска стапка

Економското време на траење на машинската опрема се зема да е 20 години и на тој начин се добива амортизациска стапка од 5% годишно. Притоа времето на траење на мерната опрема и инструментите е пократко поради што и амортизациската стапка е околу 10-12%.

Кривата B – ги дава трошоците за амортизација и камата за градежниот дел од пумпната станица:

$$B = \frac{Kz \cdot (i + a)}{100} \text{ den}$$

каде што:

K_M - набавна цена за зградата за пумпната станица

i – камата

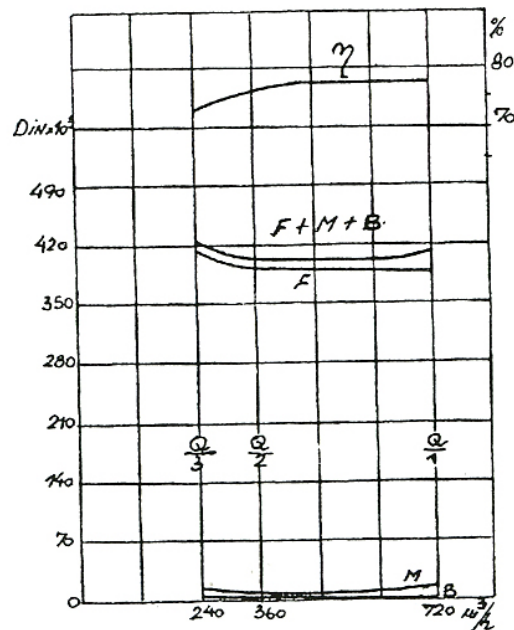
a – амортизација

Економичното траење на зградата се зема околу 80 години од каде што произлегува дека амортизацијата е околу 1,25 %.

Годишните трошоци за лични доходи и др. кои обично се внесуваат во ваквите пресметки, не се земени во овој случај, бидејќи сразмерно се мали во однос на трошоците за електрична енергија и амортизација и не влијаат на бројот на вградени пумпи и нивната величина во пумпната станица.

При меѓусебно споредување на поединечните криви за годишни трошоци се гледа колку е значаен годишниот трошок за набавка на енергија спрема трошоците за амортизација, од каде што произлегува заклучокот дека треба да се избере што помал агрегат со повисок степен на искористување. Во овој случај, слика 8.12 ја дава збирната крива на трошоци, $F + M + B$, и оптималната поделба на протокот кој се дели помеѓу една и две пумпи. Кај пумпните станици, кои работат со пумпи за низок притисок (мал напор) и при поголемо временско траење на погонот на пумпата, оваа слика се поместува се повеќе кон поголем број на агрегати.

Економичноста на една пумпна постројка многу зависи од изборот на пумпниот агрегат, неговите величини и брзината на вртежи. Апсолутно најекономично решение може да даде само стручен и искусен инженер, кој познава и економија.



Слика 8.12

Посебно внимание треба да се посвети и на проектирањето на пумпната станица за отпадни води, кај која приливот на вода после силен дожд е многу поголем во однос на суша. Односот на протокот е доста голем и се движи во граници од 1:1,5 до 1:20, па и повеќе. Во првиот случај изборот на еднакви пумпни агрегати е оправдан, додека во вториот случај не може да се избегне примената на агрегати со различни карактеристики, односно величини.

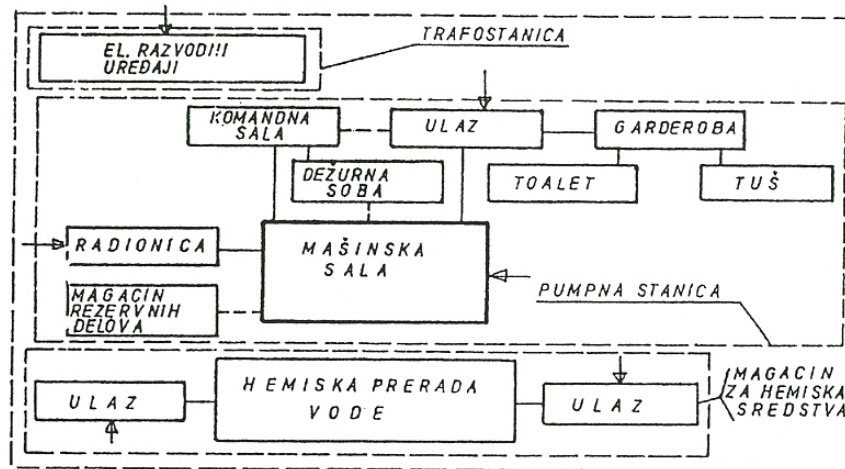
Најдобро решение секогаш се добива на основа на искуството за повеќе изведени слични објекти на кои се воочени предностите и недостатоците, а кои при изведбата на истиот или сличен проект се отклонуваат.

На слика 8.13 прикажана е функционална шема на една пумпна станица за снабдување со вода за пиење, која содржи основна и помошна просторија и ја дава врската помеѓу нив. Основно технолошко место, кое го одредува обликот и големината на сите останати простории, е *машинската хала*.

Габаритноста на машинската хала зависи во прв ред од бројот и големината на пумпниот агрегат, кој се вградува во неа. Пумпните агрегати во секој случај ги пратат всисниот и потисниот вод со соодветната арматура, потоа, електричната разводна табла, простор за монтажа и сервисирање на пумпите за време на годишниот ремонт или во случај на хаварија, транспортниот уред (разни дигалки и кранови), како и слободен простор за удобна и безбедна работа и опслужување на пумпниот агрегат.

Ако пумпната станица нема специјално одредено простор за командување, тогаш во машинската хала треба да се предвиди место за поставување на командната табла на која се наоѓаат прекинувачите и мерните уреди, како и осигурувачите. Најмалото растојание помеѓу пумпниот агрегат и командната табла треба да биде околу 1,5 m.

Ако е пумпната станица надземна, т.е. изградена на површина на земјата, тогаш не потребно да се штеди многу во просторот. Секоја заштеда на простор може да доведе до непријатности во текот на работата и одржувањето на вградената опрема. Според тоа, цената на $1 m^3$ изграден простор никогаш не е висока. Заштеда е потребна кога се работи за вкопана пумпна станица, но и овде треба да се штеди во разумни граници.



Слика 8.13

Помошни простории

Во помошни простории на пумпната станица спаѓаат:

1. *Просторија за дежурни лица.* Просторијата треба да е изградена непосредно до машинската хала и да е одвоена од неа со големо прозорец. Од просторијата треба да се гледа целата машинска постројка, т.е. сите агрегати и опрема под услов да биде добро звучно изолирана. Просторијата мора да има телефон со градот и изворот од каде се снабдува водата, и со диспечерскиот центар.

2. *Командна просторија.* Во оваа просторија е сместена командата – разводна табла на електричната енергија, командниот пункт и сите сигнални уреди за нормална работа на пумпната станица. Кај малите пумпни станици, командната просторија е заедно изградена со просторијата за дежурни лица, па затоа разводната табла е поставена во машинската хала.

3. *Работилница.* Во оваа просторија се чува алатот за одржување на пумпната станица, мерните уреди, материјал за одржување и резервни делови за агрегатот. Помеѓу работилницата и машинската хала мора да постои врата. Работилницата исто така е поврзана со магацинот.

4. *Санитарен дел.* Се состои од просторија за миење, клозет и бања со туш. Другите помошни простории, како: магацин за улје и масло, гаража и др. се предвидува спрема проценката на проектантот.

5. *Трансформаторска подстанција и трансформатори.* Трансформаторската подстанција со трансформаторите се гради посебно или во делот на пумпната станица во зависност од снагата на агрегатот и напонот кој се доведува до трансформаторската станица. За подстанцијата ќе стане збор во глава 9.

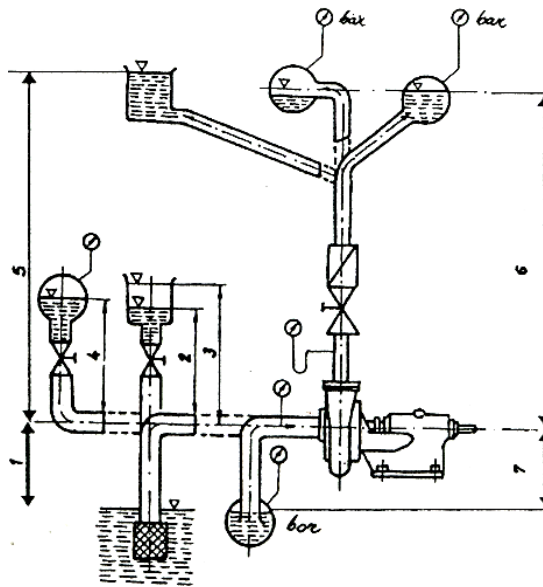
6. *Станица за пречистување на водата.* Во секоја пумпна станица за снабдување со вода без обзир на хемискиот квалитет и бактериолошката загаденост се предвидува инсталација за пречистување на водата пред употребата. За пречистување и оплеменување на водата се користи хлор, хлорни препарати, озон, ултравиолетови зраци и др. Начинот на пречистување и оплеменување на водата се врши на основа на технолошко – економски анализи, кои се засновани на санитарните прописи и закони за квалитетна вода за пиење. Хлорната станица мора да биде добро вентилациски решена, како и, да има добро природно и електрично осветлување. За сето ова што беше кажано постојат строги законски прописи кои проектантот за технолошка преработка на водата мора да ги почитува. За овој дел од проектот водат сметка технолозите и санитарните органи.

8.4. ПОТРЕБНИ ПОДАТОЦИ ПРИ ИЗБОР НА ПУМПА

За секоја пумпа важно е да се одреди режимот на работа, т.е. под какви услови ќе работи пумпата. Пумпата може трајно да биде во експлоатација, или да работи со прекини, повремено по неколку часови во текот на денот.

Според видот на течноста која се пренесува со пумпата, важни се следните податоци: минимална и максимална работна температура на течноста во °C, хемискиот состав на работната течност (концентрација и рН вредности), состав на цврсти состојки во проценти и негов состав (аброзивен, неаброзивен, песок, кал и др.), големина на зрната во mm, густина во kg/m^3 , итн.

Секако, основни податоци за проектирање на пумпата, односно на пумпната постројка се протокот Q во m^3/s , lit/min , како и границата на протокот од – до во m^3/s , lit/min , или во некоја друга единица како m^3/cas . Единица за проток по ISO стандардите е m^3/s и секако треба неа да ја употребуваме.



Слика 8.14.

Потребниот напор во метри од столбот на транспортираната течност која треба да ја оствари пумпата може да биде дефиниран како всисна висина + висина на потискување + загубите од совладувањето на отпорите во цевководот од местото на всис до пумпата и од пумпата до местото на истекување на течноста од потисниот цевковод. Доколку не е можно точно да се дефинира напорот тогаш е потребно да се изработи шема, како на слика 8.14.

Всисната висина се определува со вакууметар (позитивна всисна висина + загубите во цевководот). Всисната висина се одредува во метри течен столб спрема слика 8.14.

Негативната всисна висина се одредува со манометар (манометарска всисна висина) и таа е статичка висина без загубата на енергија во всисниот цевковод. Се пресметува во метри течен столб според слика 8.14.

Начинот на погон на пумпата исто така мора да биде избран внимателно. Ако погонот е со електромотор мора да биде даден и посакуваниот напон, потоа да се избере и моторот што одговара (трофазен или монофазен).

Изборот на моторот зависи од тоа дали се сака краткоспоен или лизгачки електромотор. Начинот на пуштање на електромоторот, исто така, мора да биде дефиниран (рачно или автоматски).

Начинот на изведбата на електромоторот мора да биде дефиниран и од условите на работа (отворен, херметички затворен, заштитен од експлозија, влага и др.). Степенот на експлозивност во средината каде што електромоторот работи, мора да биде дефиниран, како и другите особини на работната средина: нормална, влажна или запаллива.

Со задавање точни и детални податоци при избор на пумпата се обезбедува нејзина добра, сигурна и економична работа.

За правилен избор на пумпата неопходно е точно познавање на следните зададени параметри.

1. Позитивна всисна статичка висина при отворен резервоар под пумпата (поз. 1 на сл. 8.14)	Всисна статичка висина Внатрешен пречник на цевководот Должина на цевководот Број на колена Број на вентили	m mm m пар пар
2. Довод на течноста низ отворен резервоар (негативна всисна висина) (поз. 2 и 3 на сл. 8.14)	Всисна корпа (облик) со вентил Статичка висина на довод на течноста Пречник на доводниот цевковод Должина на цевководот Број на колена Број на вентили и органи за заптивање	пар min m max m mm m пар пар
3. Довод на течноста низ затворен резервоар над или под пумпата (поз. 4 на сл. 8.14)	Статичка висина на довод на течноста Статичка висина на довод на течноста Притисок на заситена пара при дадена температура Притисок на површината на течноста Пречник на всисниот или доводниот цевковод Број на колена Број на вентили и органи за заптивање	m m Pa Pa mm пар пар пар

4. Префрлување на течноста во отворен резервоар (поз. 5 на сл. 8.14)	Статичка висина на подигање	m
	Пречник на потисниот цевковод	mm
	Должина на потисниот цевковод	m
	Број на склопки	пар
	Потребен притисок на излезот од цевководот	Pa
5. Префрлување на течноста во затворен резервоар. (поз. 6 на сл. 8.14)	Статичка висина на подигање	m
	Притисок во резервоарот	Pa
	Пречник на потисниот цевковод	mm
	Должина на потисниот цевковод	m
	Број на вентили и спојки	пар

Појдовни податоци за избор на пумпата, како што е веќе кажано се: протокот Q , напорот H или единичната работа (Y) и брзината на вртежи на пумпата n во s^{-1} , или vrt/min . Според овие податоци, брзината на вртежи не мора да биде зададена, најпрво се задава бараната всисната висина (H_s), а потоа од тој услов се одредува брзината на вртежи n , која мора да се усогласи со брзината на електромоторот. Протокот Q и напорот H се апсциса и ордината во Q - $H(Y)$ дијаграмот и ја дефинираат работната точка A на бараната пумпа. Пумпата се избира од каталог од произведувачите на пумпи.

Ако производниот програм, односно асортиманот на пумпи, е ограничен и не ја дава точната положба на точката A до дадените податоци од дијаграмот, се препорачува да се избере првата поголема пумпа. Овој избор овозможува да пумпата уште во почетокот не работи при оптимални услови. Освен тоа, точката A може да биде задоволена кога работи само една пумпа, или ако работат две пумпи во паралелна или сериска врска.

Кога се определува бројот на пумпите и работните услови треба да се имаат во предвид следните услови и одредби:

1. Пумпата мора да биде избрана од каталог на основа на протокот и напорот, како што е веќе кажано.

2. Пумпата треба да работи во онаа работна област каде што степенот на искористување е најголем, т.е. во областа каде што е најмала потрошувачката на електрична енергија.

3. За добра и сигурна работа треба да се избераат, по можности исти пумпи. Исти пумпи овозможуваат едноставно ракување и помал број на резервни делови.

4. Понекогаш, гледано од економска страна, потребно е да се изработи дијаграм за работата на пумпата во текот на еден ден, т.е. 24 часа. Ова е потребно онаму каде што имаме разни типови на пумпи во пумпната станица.

5. Карактеристиката на степенот на искористување покажува дека во поголем дел пумпите се применуваат само во граници 15 % лево и 15 % десно од оптималната работна точка, и тоа е работната област на пумпата.

6. Поголемите пумпи имаат и поголем степен на искористување, максимум кај добро изведените современи пумпи достигнува вредност до 0,92, а кај малите пумпи оваа вредност е 0,7 – 0,75. поради ова на треба да се избира поголем број на помали пумпи, освен ако условите не го бараат тоа.

7. Во границите на висок степен на искористување, пумпата треба да работи што е можно подолго. Кратковремено протоците може да бидат и при помал степен на искористување, бидејќи тоа нема да се одрази на општиот степен на искористување на пумпниот агрегат. Поголем број на помали пумпи бара и повеќе пари за изградба во однос на поголемите пумпни агрегати, како и за нивно опслужување. Но, оваа потрошувачка е мала во споредба со годишната потрошувачка на електрична енергија поради малиот степен на искористување.

8. Новите конструкции на современи пумпи имаат поголем степен на искористување во споредба со старите конструкции поради, тоа што се усовршени.

8.5. ИЗБОР НА ОПРЕМА И АРМАТУРА ЗА ПУМПА

8.5.1. Мерна опрема за пумпа

Пумпата и пумпните агрегати се комплетираат со опремата, која е неопходна за сигурна и безбедна работа на пумпата.

Манометрите се поставуваат на потисниот цевковод, по правило помеѓу пумпата и вентилот на цевководот. Манометарот исто така може да се постави на самата пумпа, но тоа е помалку згодно во поглед на демонтажа, транспорт и манипулирање со пумпата. На скалата на манометарот мора да биде означено со црвена црта работното поле на пумпата.

Вакуумметрите служат за контрола на всисната висина на пумпата. Тие ја покажуваат вакуумметарската всисна висина за време на работата на пумпата. Вакуумметарот се поставува во принцип пред всисниот приклучок на пумпата, на растојание $(1 - 2)D$ на всисниот цевковод.

Доколку се пренесува абразивна течност, се препорачуваат мембрански манометри. Векот на траење на мембранските манометри е помал од манометрите со пружина.

Манометрите и вакуумметрите не мораат да бидат за целото работно време на пумпата под притисок, односно вакуум, поради што е потребно пред нив да се вгради трокрака славина за вклучување и исклучување.

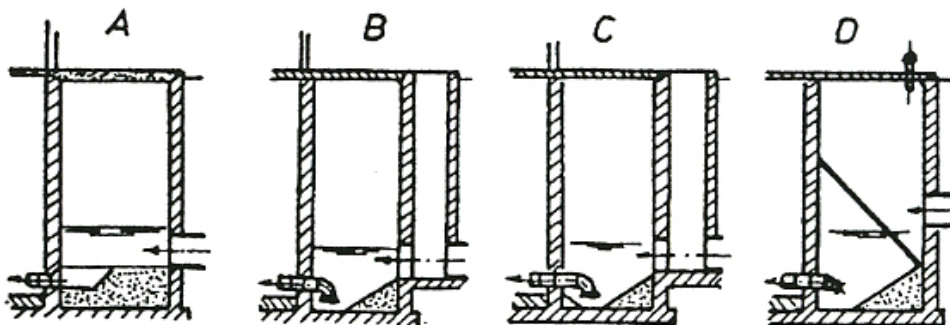
Амперметарот служи да покаже колку енергија електромоторот зема од мрежата. Произведувачот на пумпи и произведувачот на електромотори не испорачуваат амперметар. Овој мерен уред е многу важен. Искуствата од праксата покажале, дека примената на амперметарот за време на експлоатацијата е оправдана, бидејќи во случај на оштетен или неисправен манометар, амперметарот останува единствениот мерен уред по кој може да се утврди дали пумпата работи исправно.

8.5.2. Арматура на всисниот цевковод

За да пумпата и цевководот се заштитат од груби нечистотии, се употребува всисна корпа и решетка. Изборот на овие уреди зависи од степенот на чистота на водата. Брзината на протокот на водата низ решетката не треба да преминува $0,4 - 0,5 \text{ m/s}$. Ако водата содржи многу кал и песок, потребно е да се прошири доводниот канал пред решетката, така да калот и песокот можат да се наталожат, за да не би стигнале во пумпата.

Во зависност од нечистотијата на водата се земаат груби решетки со раздалеченост од $100 - 200 \text{ mm}$ или фини решетки со раздалеченост од $20 - 2 \text{ mm}$ помеѓу стаповите. Решетката најчесто се поставува под агол од $45^\circ - 60^\circ$, за да се олесни чистењето. Чистењето се врши со гребло рачно или механички.

Градежното обликување на всисниот бунар треба многу совесно да се изврши. Одговорната изработка на дното треба да го избегне талогот, а по потреба треба да се предвиди и уред за миење. Всисниот цевковод во бунарот се поставува хоризонтално како на слика 8.15.-А, или се свиткува право спрема дното на бунарот(слика 8.15.-В). Всисниот отвор треба да се смести што поблиско до дното на бунарот, со што ќе се избегне таложење на нечистотијата и по потреба бунарот ќе се испразни што е можно подобро.



Слика 8.15.

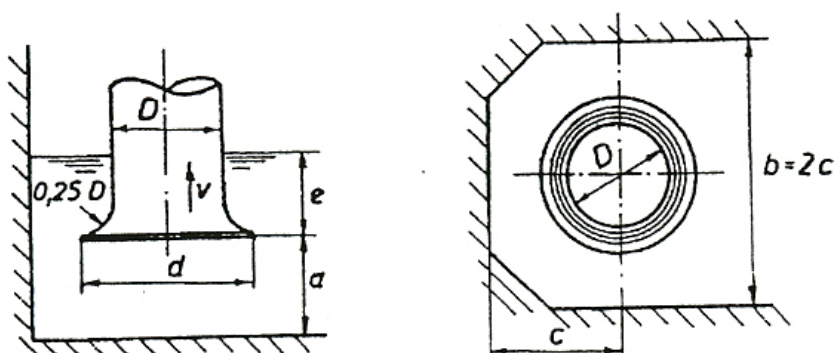
Дното на бунарот се поставува косо и треба да е што е можно пострмно. Тоа зависи од висината на доточниот цевковод В. Широките бунари може да имаат и две коси површини, што бара продолжување на всисниот цевковод С. Отпадните

води кои содржат крупни состојки, како: дрво, камења и други отпадни материјали, бараат поставување на решетка D.

Бунарите секогаш треба да имаат отвор за вентилација, доколку не се отворени или да се покриени со дрвени талпи со одредено растојание помеѓу нив A. Вентилацијата се изведува или како отворена шахта помеѓу доводот на водата и бунарот B и C, или се предвидува посебен вентилациони цевковод низ горната плоча на бунарот D.

Всисниот цевковод – доколку нема всисна корпа – проширена е на крајот во облик на труба, за да се добие добро хидраулично струење. Потребно е да се придржуваме кон мерките од табелата (слика 8.16.).

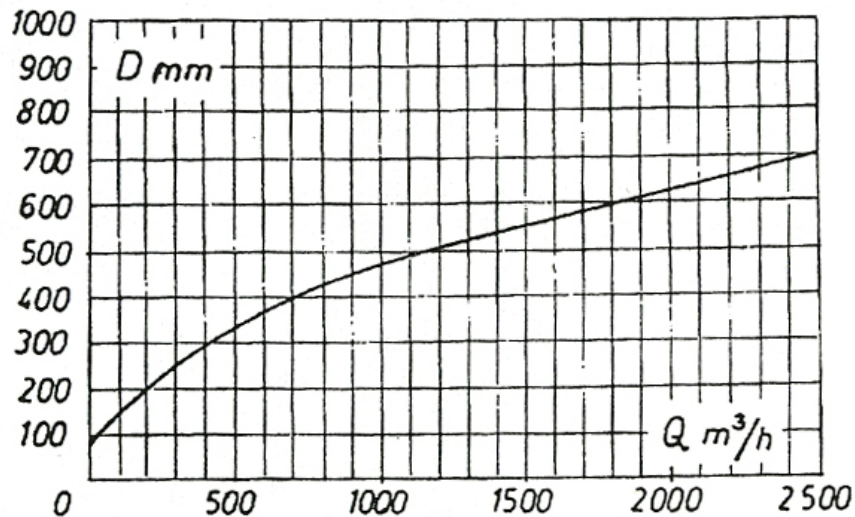
Всисната корпа секогаш се од сив лив со поцинкуван или асфалтен лим, содржи отвори ϕ 4 – 10 mm. Вкупниот слободен пресек треба да изнесува кај NP (номинален пречник) до 150 mm, 2,5 до 6 пати, а за поголеми NP 2,5 пати во однос на пресекот на всисниот цевковод.



D	a	b	c	d	e	D	a	b	c	d	e
150	300	400	200	230	310	700	500	1600	800	1050	370
200	300	540	270	300	310	800	500	1820	910	1200	390
250	300	620	310	370	320	900	550	2020	1010	1350	400
200	300	740	370	450	320	1000	600	2240	1120	1500	420
350	300	820	410	530	330	1200	800	2680	1340	1800	470
400	350	920	460	600	330	1400	900	3120	1560	2100	520
450	400	1040	520	630	340	1600	1000	3540	1770	2400	580
500	450	1160	580	750	350	1800	1100	3980	1990	2700	650
600	450	1380	690	900	360	2000	1200	4420	2210	3000	720

Слика 8.16

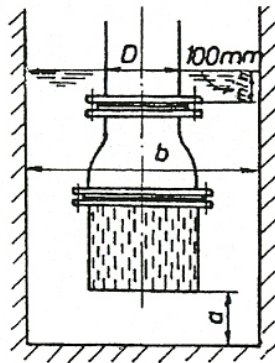
Приближни податоци за избор на соодветен нормален пречник (NP) на всисниот цевковод во зависност од протокот дава дијаграмот (слика 8.17.)



Слика 8.17.

Течноста мора да струи низ всисната корпа низ сите страни. За да има поволен хидрауличен пристап, и да не се подигне нечистотијата од дното, потребно е всисната корпа да се држи на извесни растојанија од сидовите и дното (слика 8.18). Податоците се дадени во табела 8.1. Нивото на водата при најнизок водостој и најголемиот проток треба да биде најмалку 100 mm над прирабницата на всисниот цевковод.

Во пого после краток или подолг погонски период мора, спрема врстата на течноста и содржината на нечистотии, да се исчисти всисната корпа. За тоа да се изврши лесно, потребно е ова чистење да се земе во предвид при изработката на диспозиција на пумпната постројка. Кај цевководите со поголеми пречници потребно е поставување на уред за чистење. Ако всисната корпа потешко се демонтира, на пример, ако всисната корпа кај вертикалната пумпа лежи непосредно под истата, може да се предвиди и уред за четкање на корпата. Тој се состои од една четка, која механички се врти околу всисната корпа и се става во погон од машинската хала.

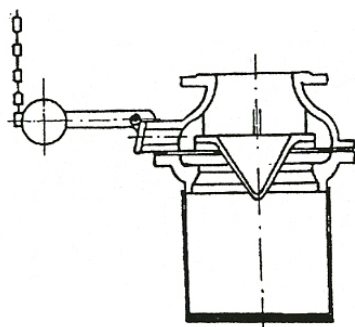


Слика 8.18

D	a	b	D	a	b
40	300	250	350	400	1000
50	300	250	400	400	1100
65	300	300	450	400	1200
80	300	350	500	500	1350
100	300	400	600	500	1600
125	300	500	700	500	1850
150	300	550	800	500	2150
200	300	700	1000	500	2500
250	300	800	1100	500	2600
300	400	900	1200	500	2600

Табела 8.1.

Клапната или вентилот во всисната корпа, како нејзин составен дел треба да спречи празнење на всисниот цевковод и да овозможи "заливање" на пумпата и всисниот цевковод пред пуштање на пумпата во работа. Ако постои опасност да клапната биде изложена на преголем притисок поради процурување на главниот повратен вентил, или ако истиот побавно се затвора од клапната во всисната корпа, може да се постави еден сигурносен вентил, кој при достигнувањето на нормалниот притисок ќе пропушти определена количина од течноста (слика 8.19.). Пресекот на сигурносниот вентил мора да биде таков да не дозволи обратно движење на пумпата при испуштање на водата. За да се испразни всисниот цевковод при поправки, сигурносниот вентил мора да се отвори (слика 8.19). Нормално тоа не се изведува, при што постројката е поедноставна. Големи всисни корпи со клапна се

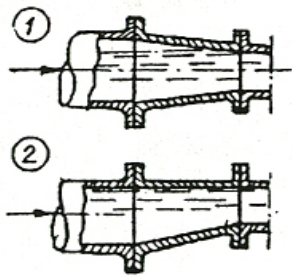


Слика 8.19.

скапи, тешки и заземаат многу место. Тие при затворањето на клапната силно го потресуваат всисниот цевковод, што неповолно делува и на пумпата. Приближно од NP 400 mm потребно е да се размисли дали е подобро да се откаже клапната, и за полнење на пумпата да се предвиди уред за евакуација на воздухот од пумпата и всисниот цевковод – вакуум пумпа.

Уредите за затворање во всисниот цевковод се потребни само ако повеќе цевководи се напојуваат од еден собирен цевковод, или кога течноста претекува.

Вентилот мора да има заптивка непропусна за вакуум. Всисниот цевковод не смее да има остри кривини, туку благи, хидраулички поволни лакови. Потребно е да се посвети внимание на положбата на цевководот за да не се создадат во него мртви зони со воздух (слика 8.20.-1). Хоризонталниот дел на всисниот цевковод се качува благо кон пумпата, редуцираните делови од цевководот мора да се ексцентрични (сл.8.20.-2). Вентилите треба да се вградуваат со хоризонтално поставена оска, за да се избегне собирање на воздух.



Слика 8.20.

Во всисниот цевковод не треба да се создадат услови за оформување т.н. “воздушно перниче“, како по неговата должина, така и во фазонските делови.

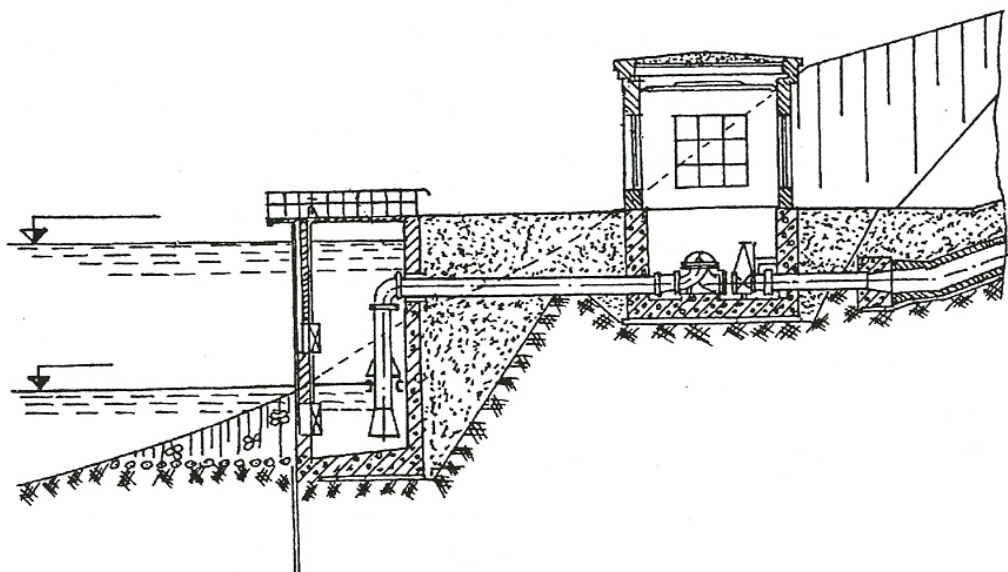
Водата влегува во всисниот цевковод со притисок кој е помал од атмосферскиот и поради тоа растворениот воздух во водата се одвојува од неа.

Интензитетот на ова одвојување е поголем доколку е притисокот поголем, односно вакуумот е поголем, а тој е најголем пред влезот во пумпата. На погодно место овие воздушни меури образуваат “воздушно перниче”, кое го смалува активниот проточен пресек на цевководот, што го намалува протокот и ги зголемува хидрауличните загуби. Целиот всисен цевковод треба да обезбеди пад спрема пумпата најмалку за 5 %.

8.6. ЦЕВКОВОДИ ПОД ПРИТИСОК

8.6.1. Шема на положбата и врсти на цевководите

Хидромашинскиот елемент, кој ја поврзува пумпната постројка со горното ниво на вода, односно со потрошувачите, се нарекува *цевковод*. Неговиот пречник се дефинира со протокот Q , а неговата траекторија односно висината на подигање, се дефинира со напорот на пумпата H .



Слика 8.21.

Цевководите под притисок се карактеризираат со следните основни параметри: дијаметар на цевководот D , должина на цевководот l и дебелина на ѕидот на цевководот δ .

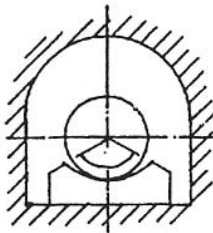
Цевководите под притисок односно потисните цевководи на пумпните инсталации се тешки и скапи хидротехнички објекти, па при нивното сместување и изборот на трасата мора да се посвети посебно внимание, особено ако се работи за магистрален цевковод, со кои водата за пиење се доведува од изворот, кој е доста оддалечен од потрошувачите.

По начинот на поставување на цевководот тие мора да бидат: на површината или вкопани во земјата (слика 8.21). Потисните цевководи најчесто се градат од челични цевки, поретко од бетон, или комбинација од нив. Овде треба да се напомене дека димензионирањето не се врши според статичкиот напор, односно висината на подигнување која пумпата ја совладува, туку според притисокот кој настанува при појава на хидрауличен удар, т.е. притисокот кој настанува при нагло затворање или отворање на регулационите органи, кои се наоѓаат веднаш после пумпата, т.е. на почетокот на потисниот цевковод. При оваа пресметка не смее да се занемари брзината со која струи течноста низ цевководот.

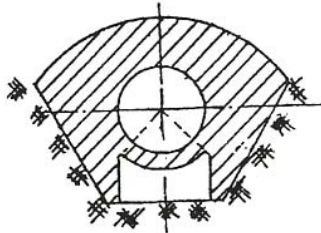
Според конструктивната изведба цевководите се делат на: вкопани и површински (отворени).

Вкопани или *подземни* цевководи под притисок претставуваат вкопаните челични цевки. При поставувањето на ваквите цевководи се внимава на тоа да не се изложени на атмосферски влијанија, температурни колебања и оштетувањата од затрпувањето со камењата и другите земјени маси. Тие можат да бидат изведени на следниот начин:

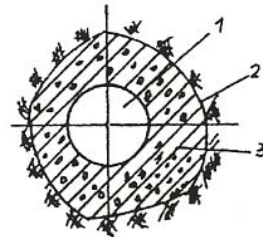
а) *слободно положени во тунел* (слика 8.22). Ваквите положените цевководи во ништо не се разликуваат од оние кои се положени на површината на земјата. Положени во тунел се поставуваат само кога тоа го диктира конфигурацијата на теренот и кога не постои можност да се постави отворен цевковод на површината на земјата.



Слика 8.22



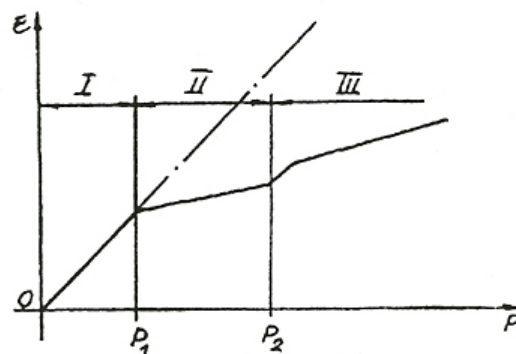
Слика 8.23



Слика 8.24

б) *покриени цевководи* (слика 8.23) под притисок се поставуваат во ров-ископ, а потоа се покриваат-затрпуваат со исфрлениот материјал при ископувањето за поставување на цевките. Цевките претходно се поставуваат на слој од шљунак. Вакви цевководи се градат на многу стрмни терени каде што има опасност од покривање со камења или појава на лавина. Кај поголема надморска висина има опасност и од замрзнување на водата во цевководот. Изградбата на ваквиот цевковод е многу поскапа од изградбата на површинскиот цевковод, како и одржувањето во текот на експлоатацијата. За да се заштитат од корозија вака поставените цевки во земјата, на надворешната површина се заштитуваат со асфалтна јута или со некое друго заштитно средство.

в) *двослојни цевководи* (слика 8.24) се типични претставници на вкопани цевководи под притисок. Просторот помеѓу цевководот (1) и насипаната земја (2) се исполнува со бетон (3). Бетонот во овој случај служи како посредник за пренесување на оптеретувањето од цевководот на земјата. На основа на извршените експерименти се знае дека деформациите, кои се настанати од внатрешниот притисок во цевководот се одвиваат во три фази (слика 8.25). Прва фаза – деформацијата од цевководот се пренесува на бетонот и цевководот се потпира на бетонот; втората фаза – оптеретувањето од внатрешниот притисок во цевководот пренесено на бетонот се пренесува понатаму на земјата и третата фаза – ако бетонот не може да ги прими површинските деформации, пука во радијален правец и понатаму деформациите се одвиваат во скокови.



Слика 8.25

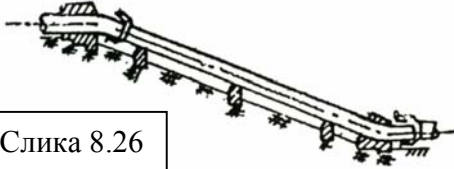
Одржувањето на ваквите цевководи во текот на експлоатацијата, како и ремонтот во случај на хаварија е отежнато и бара ископување и вадење на цевките на површината на земјата.

Цевководите во ваква изведба се градат до дијаметри до 10 m.

Површински – отворените цевководи под притисок се поставуваат на површината на теренот (слика 8.26). Се градат од челичен лим, при дијаметри до 10 m. Цевководите во конструктивен поглед може да бидат изведени како раздвојни и нераздвојни. Цевките се изработуваат фабрички и имаат најголема должина 6 m. Ако спојувањето на цевките се изведува со помош на прирабница и завртки тогаш врската е раздвојна, а ако врската се изведува со заварување или ако цевките се лиени на некој друг начин, тогаш врската е нераздвојна. Кај

нераздвојната врска при промена на температурата доаѓа до појава на поголеми напони. За да се избегне ова се користи раздвојна врска (слика 8.26).

Слика 8.26



Раздвојните цевководи се изведуваат така што должината на цевководот се дели на полиња кои се потпира на анкерни потпори. Помеѓу секој пар на потпори се поставува температурни или температурно-налегнувачки компензатори кои го осигуруваат

цевководот од промена на должината при промена на температурата или при налегнување на анкерните потпори. На заварениот спој помеѓу две цевки, односно неподвижните точки при промена на температурата, доаѓа до појава на температурна сила Ft . Оваа сила се појавува на точно определена температура, која обично се нарекува монтажна и се определува според изразот:

$$t_m = t_{sr} - t_e$$

каде што:

$$t_e = 0,012 \sigma_{de} = 10^\circ C$$

t_{sr} - средна температура на околината каде што се поставува цевководот

$$\sigma_{de} = \frac{p \cdot D}{2} - \text{дозволено напрегање на истегнување на материјалот на}$$

цевководот.

Промената на должината на прав цевководот поради промена на температурата може да се пресмета според изразот:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta t$$

каде што:

Δl - промена на должината на цевководот

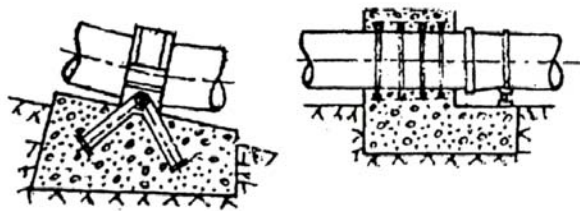
α - коефициент на истегнување, $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ по $1^\circ C$ за валан челик

l - должина на цевките во m

t – температурна разлика во $^\circ C$

За промена на температурата од $\Delta t = 30^\circ C$, промена на должината на челична цевка е 0,36 mm по метар должен.

Анкерните потпори може да бидат отворени (слика 8.27-а), но почесто се користат затворени анкерни потпори (слика 8.27-б) со вкештување на цевководот во бетон. Меѓупотпорите може да бидат лизгачки, тркалачки и осцилаторни. Цевките под притисок најчесто се изработуваат од челичен лим, а понекогаш се засилуваат и со ребра.



Слика 8.27

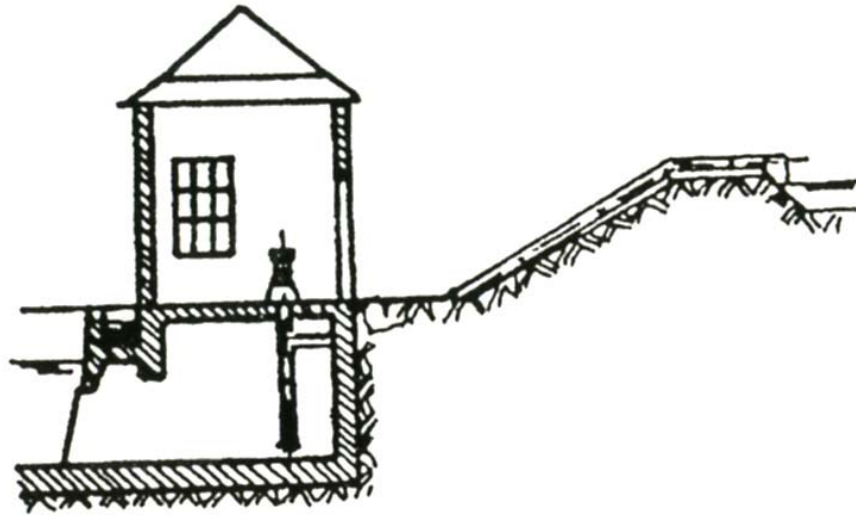
8.6.2. Поединечни цевководи

Наједноставна изведба на потисен цевковод се добива, ако секоја пумпа во пумпната инсталација посебно потискува течност во еден резервоар или канал. Овој случај е чест кај пумпните постројки за отпадна вода и кај индустриските пумпни станици.

При димензионирање на цевководот во пумпна станица, се дозволува поголема брзина на течноста. За цевки со дијаметар до 250 mm се зема брзина 1,5 – 2 m/s, а за цевки со дијаметар преку 250 mm, брзина 2 – 2,5 m/s.

Постројките кои работат со доток на вода, а изливаат течност над горниот водостој, не бараат поставување на уред за затворање на затвораот или повратен вентил (клапна), ако е сигурно дека нема да дојде до недозволеното менување на насоката на течноста во пумпата во спротивна насока, спрема течноста која се наоѓа во цевководот (слика 8.28).

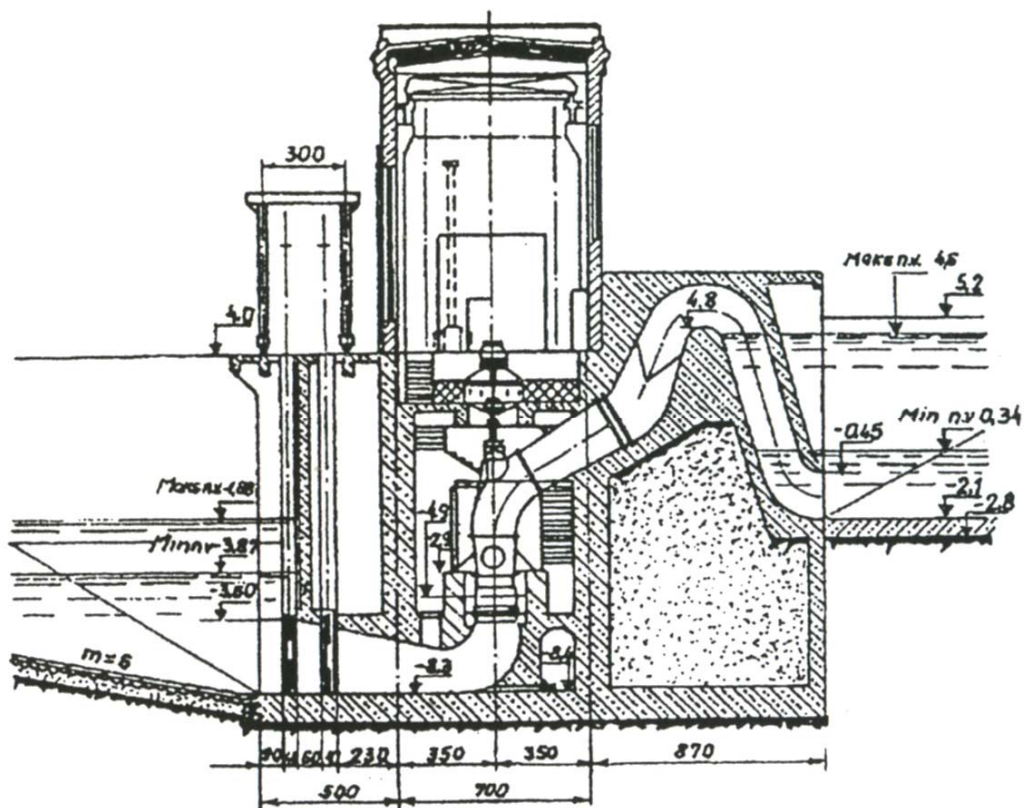
За да се заштеди енергија, по можност не треба да се дозволи, кај средните и големите постројки, да течноста на потисната страна слободно истекува, и треба да се постави повратен вентил - клапна.



Слика 8.28

Освен повратна клапа се предвидува и поставување на затворач со рачен, а кај цевките со поголеми дијаметри со електричен погон.

Можноста да се избегне уредот за затворање кај поголемите цевководи, и на тој начин да се заштеди на простор и на загуба на напор, дава примената на принципит на сифон во потисниот цевковод. Таквите носачи се применуваат и кога потисниот цевковод не може да се постави хоризонтално, туку тој мора да помине преку теренски нерамнини. Носачите се применува исто така кога хоризонталниот голем испустен цевковод со повратна спојка не може да се постави целосно под водата, поради нискиот водостој во каналот на горната вода. Таквите цевководи (слика 8.29) мораат да се постават така, да врвот на носачот лежи доволно високо над највисокото ниво на течност на потисната страна на пумпната инсталација. Највисоката точка – врвот на носачот – треба да има уред за евакуација на воздухот од цевководот при пуштањето на постројката во погон.



Слика 8.29

Освен тоа, потребен е посебен уред за испуштање на воздухот во случај пумпата да испадне од погон. За двете функции може да се примени вентил со електромотор, односно со електромагнетско управување.

Се употребува и клапна со форма на весло, која е поставена во цевката на носачот на врвот и се наоѓа во струјата на водата. Така според насоката на струење на водата се отвора или затвора клапната со помош на веслото, а преку еден лост.

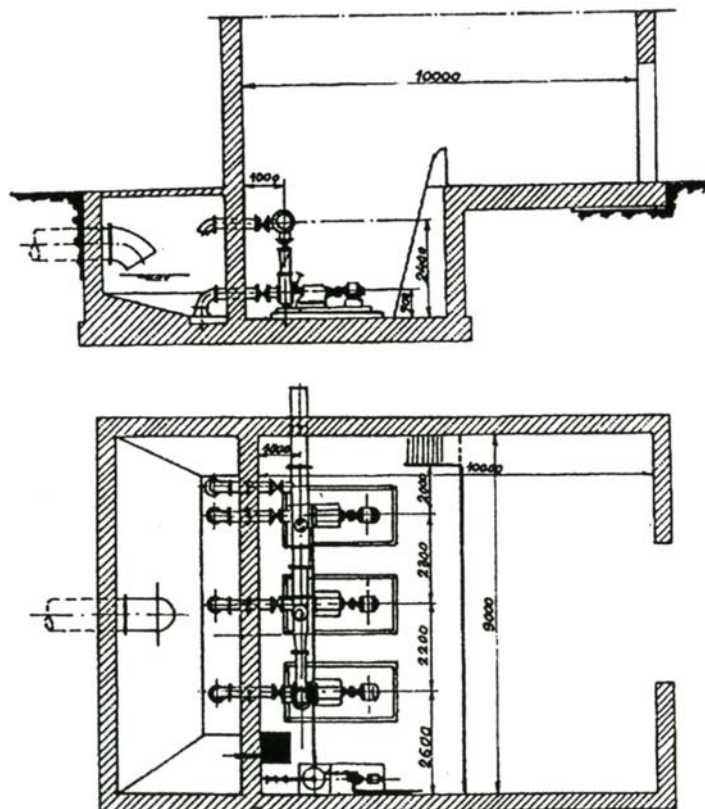
Кај пумпните станици кои лежат на некој насип (на река, канал или кај одводнување на површински ископини), кои не смеат да се прекинуваат со засеци или слично, се поставуваат носачи преку насипот. Органот за евакуација и пуштање на воздухот во цевката на врвот на носачот сместен е во едно окно на врвот на насипот. Освен тоа, препорачливо е да се предвиди на конкретно парче цевка, под шупливите пливачки клапни, една цевка за испуштање на воздух, за да се избегне колебањето на водениот столб поради собирање на воздухот.

8.6.3. Заеднички (сбирни) цевководи

Кога две или три пумпи се поврзани на еден потисен цевковод тогаш тој е *заеднички* или *сбирен*.

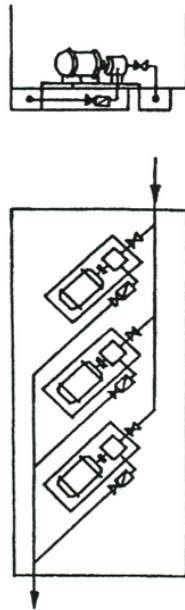
Заедничкиот цевковод мора да се постави така, да сите делови на пумпната инсталација останат достапни. Освен тоа, мора да се прилагоди на насоката и висината на главниот потисен цевковод на пумпната инсталација. Потребно е многу точно и детално да се простудира диспозицијата на секој потисен цевковод и при тоа да се одмерат добрите и лошите страни на разни начини на поставување, така да се дојде до оптимално решение во секој поединечен случај. Еден таков пример давен е на слика 8.30.

Заедничкиот цевковод треба да се положи и поврзе со поединечните пумпи, за да се добијат добри хидраулични особини. При тоа важно е да бројот на колена и Т – парчиња се сведе на минимум, за да загубата на напорот биде што помала.



Слика 8.30

Ова најдобро се остварува ако потисниот цевковод на поединечните пумпи на се одведува право, туку под некој агол од 30° и 45° во дифузорно проширениот цевковод (слика 8.31). Загубите со промената на правецот во потисниот цевковод, како и загубите на удар при влез на течноста во секоја гранка на заедничкиот цевковод, се смалува на минимум.



Слика 8.31

Табела 8.2

Материјал	Врста на цревето	Нормален притисок	Нормален пречник	Нормална должина
Сив лив	Цевки со раб	981	40 – 1200	2 – 4
	Цевки со продолжувачи од центрифугален лив	588,6981,1570	40 – 600	2 – 6
	Цевки со продолжувачи лиени во песок	981	40 – 1200	4 - 5
Челик	Обични цевки со навој	1570 – 1962	6 – 150	4 – 6
	Безшевни мазни цевки	981 – 2425	4 – 550	4 – 7
	Заварени мазни цевки	588 – 981	6 – 2400	6 – 10
	Безшевни цевки со продолж	1570 - 1962	40 - 600	7 - 16

8.6.4 Градежни елементи на цевководот

За да може да се гарантира сигурен погон на постројката мора уште во проектот да се пресметаат сите напрегања, или со доволна сигурност да се процени и да се земе во обзир при изборот на одредени елементи на цевководот следното:

- статички оптеретувања (маса на цевководот, маса на течноста и внатрешен притисок),
- динамички напрегања (хидраулични реакциони сили, варирање на притисокот),
- термички напрегања (варирање на температурата на околната и на течностите кои поминуваат низ цевководот).

Како материјал за изработка на цевки и фазонски елементи во пумпните инсталации доаѓа во предвид само лиено железо и челик, кои можат делумно или значително да се разликуваат во поглед на можностите за оформување, сопствената маса, цврстината, еластичноста и постојаноста спрема течностите.

а) Цевки - Табелата 8.2 два преглед на најважните материјали за цевки кои се употребуваат за изработка на пумпни инсталации.

Дебелината на цевките од сив лив, како и безшевните мазни челични цевки и цевки со навој, стандардизирани се спрема соодветните номинални притисоци, така да нивната пресметка не е потребна.

За поголеми номинални притисоци, дебелината на цевките од сив лив, се пресметува по следната равенка:

$$\delta = \frac{p \cdot D}{200 \cdot \nu \cdot \sigma_{de}} + C$$

каде:

δ - дебелина на ѕидот на цевката во mm

p - максимален погонски притисок во Pa

D - надворешен пречник на цевката во mm

ν - вредност на надолжниот шев на заварување = 1, за безшевни цевки = 0,7,
за едноставно заварен шев

σ_{de} - дозволено нарегање во Pa

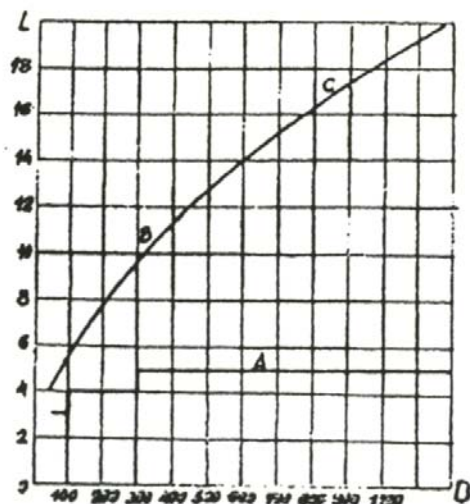
за сив лив $250 \cdot 10^5$ Pa

за челик $1500 \cdot 10^5$ Pa

c - додаток (за $r'ga$) во mm

Дебелината на сидовите на цевките кои се поставуваат во земја не треба да биде под 8 mm, во случај кога пресметката покажува дека би можела дебелината да биде и помала.

б) Потпирачи на цевководот и растојанија - Тежината на цевководот полн со течност мора да се прифати со потпирачи од железо или бетон. Растојанието помеѓу потпирачите треба да се избере така да стрелката на свиткување на цевките не ги надмине дозволените граници. Приближни податоци за најголеми растојанија дадени се на слика 8.32. Од сигурносни причини, се настојува потпирачите да бидат под наведените растојанија. Поголемите арматури мораат посебно да се потпираат, како не би дошло до зголемено оптеретување на соседните делови на цевководот, или на потисниот дел на пумпата.



A-цевки од челичен лив со прирабници
B-безшевни челични цевки со прирабници
C- шевни цевки споени со заварување

Слика 8.32

Цевководите по должина на сидовите на зградата не треба да се поставуваат на поголеми растојанија од сидот, од тоа колку е неопходно

потребно за да може да се притегнат завртките на прирабниците на составот на цевките, слика 8.33-А ги дава тие растојанија за највообичаените конструкции на потпорите, слика 8.33-В ги дава најсоодветните минимални димензии на цевните канали.

Покрај тежината, хидрауличниот притисок предизвикува и реактивни сили, кои ги развлекуваат правите делови на цевководот и ги збиваат колената и отцепите на цевките кои не се доволно прицврстени.

Следната табела (8.3) дава преглед за приближните вредности на тие сили. При тоа е земен притисок во цевководот од 5 бар, а за страничните (бочни) сили агол на свиткување од 90°.

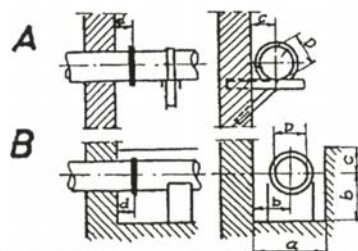
Табела 8.3

Нормален пречник	100	200	400	600	900	1200
Аксијална сила						
$F = p \cdot A$ (kN)	4	15,4	61,8	138,7	311,8	333,9
Бочна сила						
$F = 2 \left(\sin \frac{\alpha}{2} \right) p \cdot A$ (kN)	5,5	2,2	87,3	196	441,7	784

F-максимална сила во N

A - пресек на цевководот во m²

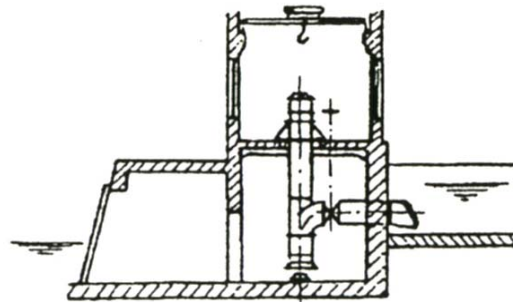
p - притисок во цевководот во Pa



D	a	b	c	d	D	a	b	c	d
50	550	270	110	100	350	950	420	300	130
65	600	300	120	110	400	1200	550	330	130
80	600	300	130	110	500	1300	600	400	140
100	600	300	150	110	600	1350	670	450	140
125	700	320	160	110	700	1500	720	510	150
150	700	320	180	120	800	1650	820	580	150
200	750	350	210	120	900	1750	870	630	160
250	850	370	240	130	1000	1900	950	700	170
300	900	400	270	130	1200	2200	1100	820	180

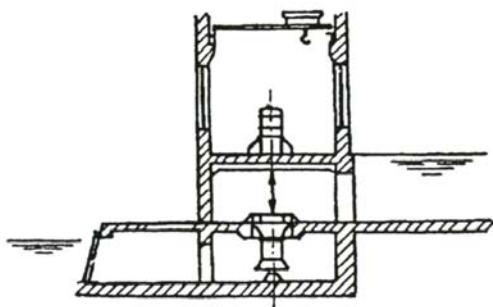
Слика 8.33

Кај малите пумпни постројки доволна е една прирабница во сидот за прифаќање на аксијалниот притисок, слика 8.34, која истовремено служи како заптивка низ сидот. Кај цевководите, кои се вкопани во земја, не мора да се земат во предвид силите кои дејствуваат однадвор, бидејќи

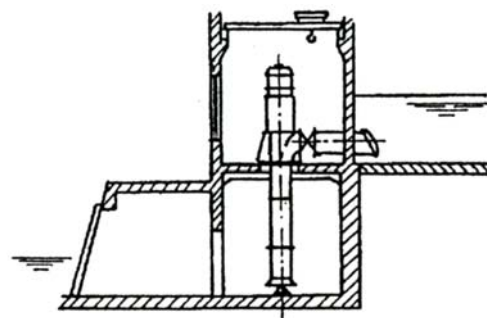


Слика 8.34

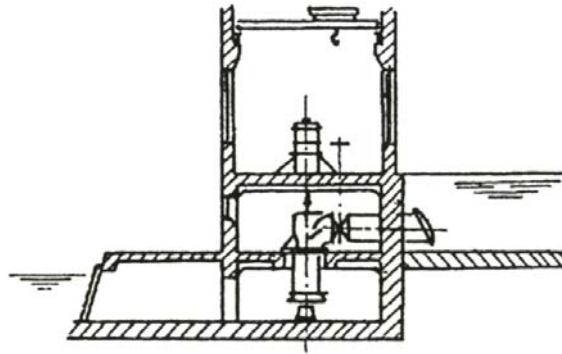
триењето помеѓу сидот и земјата ги поништува тие сили. При промената на правецот на цевководот во внатрешноста на пумпната инсталација се појавуваат странични сили, кои најдобро се прифаќаат со колено со анкер (слика 8.35) или со други фазонски елементи со заварени или изливани анкери. Во поголемите пумпни инсталации со потисни цевководи со пречник поголем од 500 mm потребно е да се предвидат евентуални фиксни точки со доволно јаки армирано-бетонски темели (слика 8.36) во кои се сместени цевките и прицврстени со држачи и темелни завртки. Потисното колено на поголемите вертикални пумпи треба да се опреми во вакви случаи со потпори на колената (слика 8.37). Особено добро анкерисување на цевководот е потребно кога доаѓа до нагли промени на брзината на струење (исклучување на моторот од погон) при тоа настанува варирање на притисокот, чии врвови можат да бидат неколку пати поголеми од погонскиот притисок- хидрауличен удар.



Слика 8.35



Слика 8.36



Слика 8.37

в) Компензатори

Во пумпните станици за ладни течности варирањето на температурите не се големи. Дури и во топлите земји температурата во цевководите се менува најмногу 20 до 30° C, така да не се потребни некои посебни мерки за компензација на цевководите, а особено не треба кога пумпната инсталација е кратка и нема долги и прави делови од цевководот. Во тие случаи доволна е еластичност на материјалот на цевките за да бидат прифатени сите напрегања, кои произлегуваат од промената на температурата. Во сомнителни случаи може да се пресмета промената на должината на еден прав дел на цевководот на следниот начин:

$$\Delta l = \alpha l \Delta t$$

каде: Δl - промена на должината во m

α - коефициент на истегнување,

= $10 \cdot 10^{-6}$ за 1° C за SL

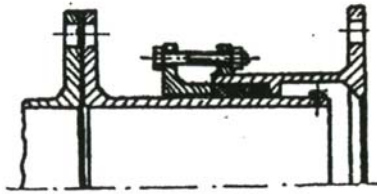
= $12 \cdot 10^{-6}$ за 1° C за челик

l - должина на цевките во m

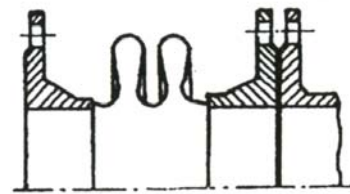
Δt - разлика на температурата во ° C

Од овој израз произлегува дека е промената на должината од 0,3 mm по должен метар на цевка од лиено железо и 0,36 mm по должен метар за челична цевка, ако се земе во предвид разликата на температурата од 30 ° C. Ако разликите на температурите се поголеми, како на пример, кај инсталациите за црпење на ладна вода, мора да се предвидат уреди за

компензација. Во наједноставен случај, компензацијата е со помош на лак со доволно долги краци или со вградување на растегливи заптивки (слика 8.38) или со компензатори со форма на леќа, односно брановидни цевки (сл. 8.39).



Слика 8.38



Слика 8.39

При тоа реакциските сили мора да се прифатат со соодветни конструкции (фиксни точки - потпори). Кај компензаторите во форма на леќа, односно брановидни цевки при пресметката мора да се земат во предвид аксијалните сили, зголемениот пресек и преднапрегнатоста, така што со тоа се добиваат значајни оптеретувања на потпората. Следната табела (8.4) дава еден преглед при што е, како и во делот "потпирач на цевководот", претпоставен притисок во цевководот од 5 bar.

Табела 8. 4

Нормален пречник во mm	100	200	400	600	900
Оптеретување					
$F = (p \cdot Ab) + F_v$ (kN)	20,6	49	112,7	215,7	411,8

F - оптеретување на потпората во N

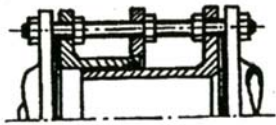
p - притисок во цевководот во Pa

Ab - пресек на мех. компензатор во m²

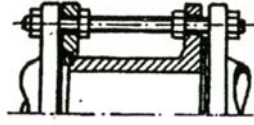
Fv - преднапрегнатост на компензаторот во N

г) Фазонски делови за монтажа на цевките - Употребата на посебни фазонски делови за монтирање како елементи во еден цевководен систем особено ги олеснува потребните поправки и одржувањето на пумпите и арматурата. Краток фазонски дел за монтажа, прикажан е на слика (8.40) каде има дводелен прстен со долги навои. За монтажа и монтажа се остава растојание според номиналниот притисок кој се движи од 6 до 12 mm. Еден дел за монтажа, (слика 8.41), може да се фиксира. Таквиот начин на

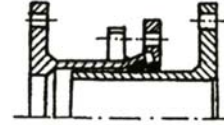
изведување овозможува подесување на слободно растојание до $\pm 25\text{mm}$ со што евентуалните неточности во цевководот, при неговата монтажа, можат лесно да се изедначат. Помеѓу две потпори може да се употреби дел за демонтирање, кој не се фиксира (слика 8.42). Тој дозволува слободно растојание од $\pm 50\text{mm}$.



Слика 8.40



Слика 8.41



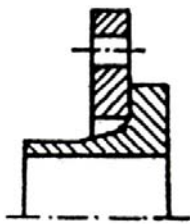
Слика 8.42

Ако се земе во предвид пропаѓањето на земјиштето помеѓу пумпната постројка и околниот терен, или помеѓу пумпната постројка и зградата, тогаш мора да се предвиди зглоб на цевководот.

д) Спој на цевки - Од важно значење за секој цевковод е да има соодветен спој, т.е. спој кој е економичен и сигурен во погон. Најчесто се разликуваат:

- спој со прирабница,
- спој со заварување,
- спој со навој, и
- спој со продолжувачи.

Кај цевководите од сив лив бројот на споевите зависи од нормалните должини на лиените цевки. Кај челичните цевководи треба што е можно повеќе да се намали бројот на споевите, заради заштеда во инвестицијата. Прирабници треба да се предвидат само на оние места каде е потребно да се расчленува цевководот заради демонтирање на пумпата, арматурата и т.н., при поправка или одржување на системот. Сите останати цевки може на објектот да се заварат една со друга. За да монтажата на цевководот е еластична се препорачува да се предвидат поединични цевководи и со слободни прирабници (слика 8.43). Спој со навој не е вообичаен кај цевководите, освен ако не станува збор за помошни цевководи (одводнување, заптивна вода). Во тој случај треба да се предвиди лесна демонтирање на приклучните апарати и арматури.



Слика 8.43 посебни фазонски елементи. Кај всисните цевководи треба да се избегнуваат споевите со продолжувачи.

Споевите со продолжувачи се употребуваат речиси исклучително кај цевководите надвор од пумпните станици, бидејќи се еластични при спуштање на земјиштето и при промена на температурата. Преминот на споеви со прирабници во пумпната постројка можно е со помош на

г) Фазонски елементи - Фазонските делови можат да се изработат, како и цевките, од сив лив, од безшевен или заварен челик. Димензиите на фазонските делови се нормални. Радиусот на свиткување на мазен лак од безшавни цевки изнесува $R=(3-5) D$ (D -пречник на цевката). Ако во одредена ситуација на лице место не може да се избегне мал радиус, треба да се употреби лиено колено со $R=D + 100 \text{ mm}$, или посебни лаци од безшавни челични цевки кој ќе се завари во цевководот. Последните може да се изработат со $R = 1,5 D$.

Кај заварените цевки се изработуваат лаци од сегменти. Тука може да се оди со радиус до $R=D$. Во нормални случаи се предвидува лак од:

- $0^\circ - 30^\circ$ 1 сегментен рав,
- $30^\circ - 60^\circ$ 2 сегментни раба,
- $60^\circ - 90^\circ$ 3 сегментни раба.

Во посебни случаеви треба да се предвиди и поголем број на сегментни рабови, кои мораат да бидат така определени да се добие колено со кривина, најблизок до круг. Со цел да се достигнат што помали загуби на притисок, потребно е лакот да биде со што поголем радиус, како што покажува табелата (8.5.)

Табела 8.5

Однос на R/D	1	2	3	4	5
Загуба на притисок					
90° на лакот во mm VS	9,7	6,5	5,6	5,0	4,6

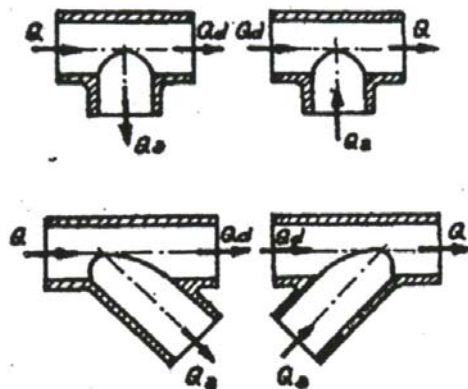
Горните вредности се пресметани за брзина на струење на водата од 3m/s

Слични се приликите и кај отцепите. Колку што е можно треба наместо Т- парчињата да се земаат заоблени отцепи или барем Т- пачиња со коси разводи. Ако на пример, при проток од $28 \text{ m}^3 / \text{s}$ и кај брзина на струење од 3 m/s , се одведува количина од $11 \text{ m}^3 / \text{s}$ или при проток на вода од $0,17 \text{ m}^3 / \text{s}$, се припои количина на вода од $11 \text{ m}^3 / \text{s}$, истекуваат или се вливаат во рачва, кај ист внатрешен пречник на главниот цевковод и раздвод се добиваат следните вредности (слика 8.44).

Негативниот предзнак значи дека и покрај намалената брзина доаѓа до зголемување на притисокот.

е) Арматура - Арматурата се вградува во потисниот цевковод во пумпните постројки со цел да се регулира протокот, да се затвора и отвора цевководот и да се спречи враќање на течноста. Доколку се работи за некој специфичен случај, во потисните цевководи зад секоја пумпа, се вградува по една повратна клапна и по еден уред за затворање. Тој редослед е вообичаен како би можеле, да се отклонат евентуалните пречки кај повратната клапна, по затворање на затвораот. Понекогаш тој редослед се менува затоа што кај затвораот, како уред за регулирање на протокот, постои опасност од вибрации на затвораот. Кај овој редослед се избегнува недозволено напрегање на затвораот со помош на затворачка повратна клапна.

Вентилите за затворање се употребуваат само за помали пречници заради релативно големите загуби на притисокот. Нормалната граница лежи помеѓу 50 и 150 mm , при што поголемата вредност се зема кај поголемите притисоци.



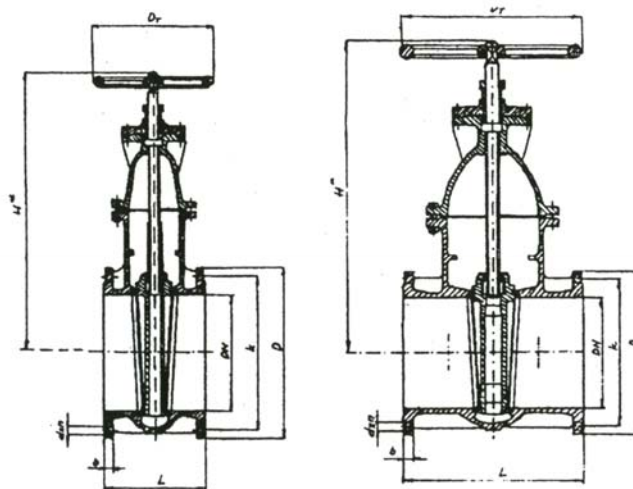
Слика 8.44

Фазонски елемент	А - прав отцеп 90 ⁰		В - кос отцеп 90 ⁰	
	Проток	Отцеп	Проток	Отцеп
Загуба на притисок кај отцепот во см	-2,3	41,0	-1,8	23,0
Загуба на притисок кај вливањето во см	13,8	3,7	8,7	0,0

Преглед на разни форми на вентили од сив и челичен лив, дадени се во табела (8.7) и слика 8.45

Табела 8.7

Облик	Нормален пречник mm	Максимален погонски притисок (bar)	
		Сив лив	Челични лив
Плочест вентил	40 – 300	6	16
	350 – 1200	2,5	
	1400 – 1600	1	
Кружен вентил	40 – 600	10	16
	700 – 1200	6	
Топчест вентил	500 – 1000	25	40



Слика 8.45

Кај нечисти и агресивни течности, подобро е да се употребат затвораџи со вретено еднадвор и оние кои не доаѓаат во допир со течноста.

Поголеми затвораџи се потребни при опслужување на големи сили, особено ако разликата во притисокот пред и зад затвораџот е голема. Затвораџите кои често се употребуваат, добиваат преносник со прави и конусни запчаници. Сладната табела ги дава приближните вредности за избор на соодветни преносници (8.8.).

Табела 8.8

Разлика на притисок во m VS	5	10	15	20	25
1:2 и повеќе од внатр. пречник	1000	700	600	500	400
1:3 и повеќе од внатр. пречник	1100	800	700	600	500
1:4 и повеќе од внатр. пречник	1200	1000	900	800	700

Диференцијалниот притисок кој дејствува во спротивна насока, може да се намали ако се предвиди обиколниот вод (by-pass) затвораџ. Тој се состои од цевковод приклучен пред и зад главниот затвораџ, со еден мал затвораџ. Нормалниот пречник на обиколниот вод треба да е најмалку 1/10 од пречникот на главниот цевковод.

Затвораџите во всисните и потисните цевководи, кои ретко се придвижуваат, обично се опслужуваат на лице место со еден рачен точак. Затвораџите кои почесто се придвижуваат, како на пример, затвораџи за регулирање на протокот, се опслужуваат преку продолжно вретено и статив, ако затвораџот и местото за опслужување не лежат на иста висина. Не е неопходно осовината на рачниот точак да биде директно, вертикална над затвораџот. Со помош на кардански зглобови можат меѓусебно косо да се постават и до 30%. Ако постои потреба затвораџите брзо да се затворат, добиваат хидроуличен или електричен погон.

Повратни вентили се употребуваат, како и вентили за затворање, кај ниски притисоци само за мали пречници. Едноставните повратни клапни можат да се обезбедат со осовина и тег, за да се осигура брзо затворање.

Кај големите цевководи, почнувајќи од внатрешен пречник ϕ 500 па нагоре, широка примена наоѓаат специјалните арматури, као на пример, топчести затвораачи, заптивни клапни и прстенести затвораачи. Сите овие направи за затворање работат на принципот на најмал отпор на струењето и можат, покрај тоа, да бидат надополнети со направа за брзо затворање, која ќе дејствува доколку моторот испадне од погон, со што ќе се спречи повратното струење на течноста. На тој начин затвораачот за затворање и повратната клапна може да биде заменет со една арматура.

Кај сите повратни елементи се препорачува примена на заобиколен вод (by – pass) како би можел да се испразни потисниот цевковод, односно да се наполни всисниот цевковод.

Ако во системот на цевководот не можат да се избегнат критичните точки, мора да се постават вентили за испуштање и уфурлување на воздух во цевководот. Понекогаш потребни се и сигурносни вентили, со што инсталацијата ќе се заштити од висок притисок и хидрауличен удар. Ако еден порошувач на низок притисок мора да се приклучи на еден цевковод на висок притисок, неопходно е меѓу нив да се приклучи еден редукциони вентил.

8.7. ЗАШТИТА НА ЦЕВКОВОДОТ ОД ХИДРАУЛИЧЕН УДАР

8.7.1. Општо за хидрауличниот удар

Согласни со законот за одржување на енергија, промената на брзината на водата во одреден хидрауличен систем доведува до промена на притисокот. При нестационарно струење, кое се карактеризира со голем градиент на брзината dc/dt , промената на интерцијалниот напор H_{in} одредува соодветна промена на притисокот на дадениот пресек, еднакво на енергетската равенка за биланс на енергијата. За нестационараното струење помеѓу два произволно избрани пресеци, енергетската равенка има следената форма:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + H_g + H_{in} \quad 8.1$$

z_1 и z_2 - вредности на потенцијалната енергија во соодветните пресеци 1 и 2 според произволно избрани реперни рамнини; p_1 и p_2 - притисоци во пресеците 1 и 2; c_1 и c_2 - брзина на струење во пресеците 1 и 2; H_g - губиток на енергија по должина на цевководот од пресек 1 до пресек 2; H_{in} - инерцијален напор $H_{in} = \frac{1}{g} \int_A \frac{dc}{dt} dl$; l - растојание помеѓу пресеците 1 и 2 по оската на цевководот; t - време за кое дел од течноста поминува од пресек 1 до 2.

Бидејќи инерцијалниот напор е позитивен ($dc/dt > 0$), единичната енергија

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g}$$

се намалува во правец на протокот, а кога инерцијалниот напор е негативен, тогаш таа се зголемува. Со други зборови тоа значи дека ако во пресекот 2 се постави некаква преграда во цевководот ($C_2 < C_1$; $dc/dt < 0$), притисокот ќе се зголеми ($p_2 > p_1$). Ако во пресекот 2 се зголеми брзината на струење на течноста (т.е. ако се подигне преградата $c_2 > c_1$ и $dc/dt > 0$) притисокот ќе опадне. *Нестационарното струење, поврзано со промена на притока и брзината во цевководот, е поврзано со хидроуличен удар.* Хидроуличниот удар во цевководот под притисок настанува при нагло преоминување од еден режим на струење (или мирување) во друг, кој се манифестира со периодични промени на брзината и на притисокот во системот. Појавата е поврзана со образувањето на ударни бранови заради зголемување или намалување на притисокот, чија амплитуда постепено се намалува и ја снесува. Процесите кои притоа се случуваат, се манифестираат со карактеристични шумови во цевководот, а не е редок случајот да дојде до хаварија на истиот.

Условите за појава на хидроуличен удар се поврзани со промената на брзината на протокот во инсталацијата - брзо затворање или отворање на деловите за затворање на цевководот под притисок, постепено вклучување на пумпните агрегати во системот или со изненадно исклучување на

електричната енергија и застанување на пумпните агрегати т.е. испаѓање од работа или хаварија.

Промената на брзината и притисокот се простира од местото на настанувањето по должина на цевководот со одредена брзина на ударниот бран a . Кога челниот фронт на оваа промена ќе достигне некаква преграда, слободна водена површина, промена на пречникот на цевководот, промена на еластичноста на материјалот на цевководот, или друго, тој се одбива. Одбиениот бран се простира со иста брзина како и првобитната. Тоа варирање, односно процесот на варирање, постепено се гасне додека не се постигне повторно стационарен работен режим, односно проток во системот.

Познатиот руски научник Жуковски прв ја разработил теоријата за хидроуличниот удар во цевководите под притисок на основа на експерименти. Диференцијалните равенки, кои го опишуваат хидроуличниот удар, го имаат следната форма:

$$-\frac{dH}{dx} = \rho \frac{dc}{dt} i \frac{dx}{dt} = a^2 \rho \frac{dc}{dx} \quad 8.2$$

каде е :

H -напон во цевководот во m VS

c -брзина на водата во цевководот

t - време

x - координата по оската на цевководот

ρ - густина на водата при нормален воздушен притисок

Насоката на брзината се поклопува со позитивниот правец на оската x .

Општиот интеграл на равенката (8.2) ја има следната форма:

$$\begin{aligned} H - H_o &= G(x - at) + U(x + at) \\ c - c_o &= \frac{g}{a} [(x - at) - U(x + at)] \end{aligned} \quad 8.3$$

каде е :

H_0 и c_0 – почетни вредности на напорот и брзината

$G(x-at)$ и $U(z+at)$ – функции одредени од почетните и граничните услови

Со решавање на равенката (8.3) се добива :

$$\Delta H = H - H_0 = \frac{a}{g}(c - c_0) \quad 8.4$$

Графичкото решавање на овој израз во координативен систем $c-H$ се вика *ударна права* и ја дава промена на притисокот во цевководот во функција на брзината. Оваа права може да се претстави и во $Q-H$ дијаграмот, ако е позната површината A на попречниот пресек на цевководот.

Функциите G и U во равенката (8.3) го изразуваат брановидното ширење на притисокот - ударниот бран - и во зависност од тоа, дали правецот на нивното простирање се поклопува со позитивниот правец на оската x (правецот на брзината пред ударот) и тоа се прави бранови (G) и во спротивен правец - повратни (U). Правите и повратните ударни бранови се однесуваат на тоа дали притисокот се зголемува или се намалува. Ударните бранови со зголемен или со намален притисок предизвикуваат соодветни зголемувања или намалувања на првобитната брзина во цевководот во зависност од тоа дали насоката на простирање се поклопува со насоката на струење на водата. Простирањето на ударните бранови со зголемен притисок во правец на водниот тек, како и простирањето на брановите со опаднат притисок во правецот на струењето на водата, предизвикува смалување на брзината на водата во цевководот во однос на првобитната брзина. Во процесот на простирање и одбивање на ударните бранови, во определена точка на системот, се формира напор, кој е определен со интерференција на бранот во даден момент од почетокот на хидроуличниот удар.

Напорот H и брзината c во некој произволен пресек на цевководот x под притисок и во некој произволен момент на времето t можат да се претстават со изразите:

$$H = H_0 + (\varphi - \psi) \quad 8.5$$

$$c = c_0 \pm \frac{g}{a}(\varphi - \psi) \quad 8.6$$

каде се :

H_0 и c_0 – почетни вредност на напорот и брзината во пресекот x

φ - збир на сите ударни бранови со зголемен напор, кои достигнале пресек x во моментот t .

ψ - збир на сите ударни бранови со намален напор, кои достигнале пресек x во моментот t .

Знакот под заградата во изразот (8.6) на десната страна е позитивен, кога ударните бранови се *директни* и негативен кога се *индиректни*. Почетните бранови, кои ги достигнуваат границите на цевководот, кој се вклучува во некој резервоар со поголем волумен и слободна површина на водата, делуваат на тие бранови со зголемен притисок, ако тие исти бранови, кои наидуваат, биле со намален притисок .

Кога ударните бранови доаѓаат во допир со потполно затворени прегради (вентил, пеперуткаст затворач, повратна клапна) или со фронт на зголемен притисок (создаден при работа на пумпата), одбиените ударни бранови се со зголемен притисок, бидејќи уште при самото доаѓање биле под зголемен притисок. Ако при доаѓање ударните бранови се со намален притисок, во тој случај и одбиените бранови од преградата ќе бидат со намален притисок .

Врамето на поминатиот пат на ударниот бран, за кое почетниот ударен бран стасува до местото на слободната површина на водата и обратно до регулаторниот орган, се нарекува *фаза на хидроуличниот удар* и е еднаква

на:

$$t_r = \frac{2l}{a} \quad 8.7$$

каде l – должина на цевководот.

Кога времето на затворање или отворање на регулациониот орган T_s е помало или еднакво на времето на фазата на ударот, значи $T_s < t_r$, *хидроуличниот удар* се нарекува *директен*, додека, ако времето на затворање или отворање на регулациониот орган ($T_s > t_r$) е поголемо или еднакво со времето на фазата на ударот, тогаш *хидроуличниот удар* е

индиректѝен. Директѝниот хидроуличен удар создава поголеми ударни притисоци во цевководот под притисок и тој е поопасен за работа.

Брзината a , со која се шири ударниот бран, зависи од геометриските и механичките карактеристики на цевководот и од карактеристиките на течноста кој протекува низ нив. За цевководите под притисок, кои имаат тенки ѕидови и се од еднороден материјал, брзината може да се одреди според формулата на Жуковски :

$$a = \frac{\sqrt{\frac{1}{\rho}} \varepsilon}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E \sigma}}} \quad \text{или} \quad a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E \delta}}} \quad 8.8$$

каде ρ - Густина на водата $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

ε -модул на еластичност на водата $= 2,1 \cdot 10^3 \text{ МПа}$

E - модул на еластичност на материјалот од кој е изработен цевководот; за челични цевки $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, за азбесно-цементни цевки $E = 0,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, за сив лив $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и за бетонски цевки $E = (0,15-0,2) \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

δ -дебелина на ѕидовите на цевките од кои е изработен цевководот

D -внатрешен пречник на цевките од кои е изработен цевководот

Цевките се тенкосидни кога $\frac{D}{D + 2\sigma} < 0.025$. Брзината на простирање на звукот во вода е $a = 1425 \text{ m/s}$.

Бидејќи во водата има растворен воздух и брзината a е знатно помала. Според некои истражувања се препорачуваат следните вредности за брзината a за метални цевководи:

Пречник D на цевководот во mm	Брзина a m/s	
	max	min
до 100	1200	600
100 – 600	1100	550
преку 600	1000	500

8.7.2. Хидроуличен удар при изненадно застанување на пумпата

При изненадно застанување на пумпниот агрегат се случува првиот ударен бран со понизок притисок ψ , кој се простира со брзина a по цевководот. На формирањето на ударниот бран има влијание и елементот, од кој се добива повратниот ударен бран со зголемен притисок ϕ_0 . Напорот во секој пресек на цевководот под притисок зависи од интерференцијата на правите и повратните ударни бранови и се менува со времето. Ударните бранови со намален притисок се создаваат од пумпата, која заради нагло испуштање од работа, заради прекин на електрична енергија или заради хаварија, продолжува да работи по инерција, намалувајќи ги постепено и напорот и протокот. Кога пумпата ќе престане да испраќа проток во потисниот цевковод, веднаш почнува да дејствува повратната клапна, која е поставена помеѓу пумпата и потисниот цевковод, односно веднаш зад регулациониот орган (пеперуткаст затворач, вентил и др.). Во тој момент одбиениот ударен бран од резервоарот со зголемен притисок наидува на затворен орган и се одбива од него, со зголемен притисок. Тој зголемен притисок ќе биде толку поголем колку што се помали вредностите на притисокот, одреден со интерференција на правите и повратни ударни бранови во моментот на затворање на повратната клапна.

Во зависност од конкретните теренски услови, каде хидрауличниот систем е изграден и неговите параметри при опаѓање на линијата на напорот по исклучување на пумпата од работа на одредени места на трасата на потисниот цевковод можна е појава на вакуум. При вредност на вакуумот од 8-9 m практично може да дојде до прекин на струењето на водата. Оваа појава може да биде мошне опасна за сигурноста на цевководот, затоа што при средба на прекинатите токови се појавува притисок кој е значително поголем од оној во најнепогодниот пресек на цевководот при хидроуличен удар без прекин на струењето на течноста.

Заради оваа појава, важен елемент за заштита на цевководот од хидроуличен удар се уредите за предотварање на органот за регулација на протокот.

8.7.3. Заштита на потисниот цевковод од хидрауличен удар

Решението на задачата која е врзана со заштита на потисниот цевковод од хидрауличен удар, може да се подели на следните фази:

- а) се предвидува местото каде може да дојде до прекин на дотокот на течност;
- б) избор на средства за намалување на дејството на хидрауличен удар;
- в) одредување на максималниот напор кој може да се појави во цевководот при хидрауличниот удар со одбрани средства за спречување на хидрауличниот удар (или без нив);
- г) статичка пресметка и проверка на носечките елементи на цевководот при максимален напор во системот при хидрауличен удар.

а) Ойределување на месџа каде може да дојде до прекин на водениот тек

Во најчест случај можноста за прекин на водениот тек зависи од големината на статичкиот напон H_{st} во системот, од инерциониот момент на ротационите делови на пумпниот агрегат (пумпи и мотори), од димензиите и материјалот од кој е изработен потисниот цевковод под притисок, од својствата на водата која се транспортира (% од растворениот воздух) и од карактерот на профилот на трасата на цевководот.

Параметрите кој ја карактеризираат линијата на нормалниот напор, зависат од работната $Q-H$ крива на пумпата, инерцијалниот момент на ротационите маси на агрегатот θ и од брзината на ширење на ударниот бран a .

При ненадејно застанување на агрегатот, на пример, при прекин на електричната енергија (кај хаварија) работната крива на пумпата $Q-H$ се менува по законот кој зависи од промената на бројот на вртежи на агрегатот n .

Брзината со која се менува бројот на вртежи на агрегатот dn_i/dt зависи од примениот вртежен моментот на агрегатот во тој момент и од моментот на инерција на ротационите делови θ согласно со равенката:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{M_i}{2\pi\theta} \quad 8.9$$

Изразот (8.9) се добива од познатите закони на класичната механика, т.е. вртежниот момент M_i да зависи од моментот на инерција на ротационите делови θ и промена на аголната брзина на вртење ω :

$$M_i = -\theta \frac{d\omega}{dt} \quad 8.10$$

од друга страна е: $\omega = 2\pi n$ 8.11

Најчесто во каталозите и прирачниците на производителите на пумпи и електромотори се дава моментот на инерција θ и замајниот момент GD^2 и тоа само за ротационите делови на електромоторот. G и D се соодветните тежина и пречник на роторот. Врската помеѓу параметарот θ и GD^2 е дадено со равенката:

$$\theta = \frac{GD^2}{4g} \quad 8.12$$

Потребното време T_a , кое е неопходно да се достигне номинална брзина на вртежи n_0 и номинален вртежен момент M_0 , се одредува со помош на равенката:

$$T_a = 2\pi\theta \frac{n_0}{M_0} \quad 8.13$$

Номиналниот вртежен момент M_0 , зависи од номиналниот број на вртежи n_0 и силата P_0 согласно со равенката:

$$M_0 = \frac{9730 P_0}{n_0} \quad 8.14$$

Со решевање на равенките 8.13 и 8.14 се добија следниот израз за промена на бројот на вртежите:

$$\frac{dn_i}{dt} = \frac{n_0 M_i}{T_a M_0} \quad 8.15$$

Согласно со законот за хидраулична сличност, односот M_i/M_o зависи од соодветните брзини на вртење, согласно со равенката:

$$\frac{M_i}{M_o} = \left(\frac{n_i}{n_o} \right)^2 = \beta_i^2 \quad 8.16$$

Ако изразот (8.16) се воведи во изразот (8.13) и исти интеграли во границите од n_0 до n_i и од 0 до t и тоа по кратки трансформации се добива следниот израз, односно време T за опаѓање на брзината на агрегатот од n_0 на n_i при ненадејното испаѓање на пумпниот агрегат од работа:

$$t = \frac{1 - \beta_i}{\beta_i} T_a \quad 8.17$$

односно:

$$\beta_i = \frac{T_a}{T_a + t} \quad 8.18$$

При изведување на горните равенки земено е во предвид дејствувањето на клиновите на работното коло и останатите ротациони делови на вратилото и лежиштата на агрегатот, чие дејствување на моментот M_i се зголемува за $\beta_i < 0,05$. Заради ова формулите (8.17) и (8.18) важат само за $\beta_i \geq 0,05$ и во интервал на времето од 0 до фазата на ударот t_i . Предходните изрази можат да се користат приближно и за $t > t_r$.

Поединечни работни точки на Q_i - H_i кривата при соодветна брзина на вртење $\beta_i = n_i/n_o$, можат да се добијат на основа на законот за хидродинамична сличност:

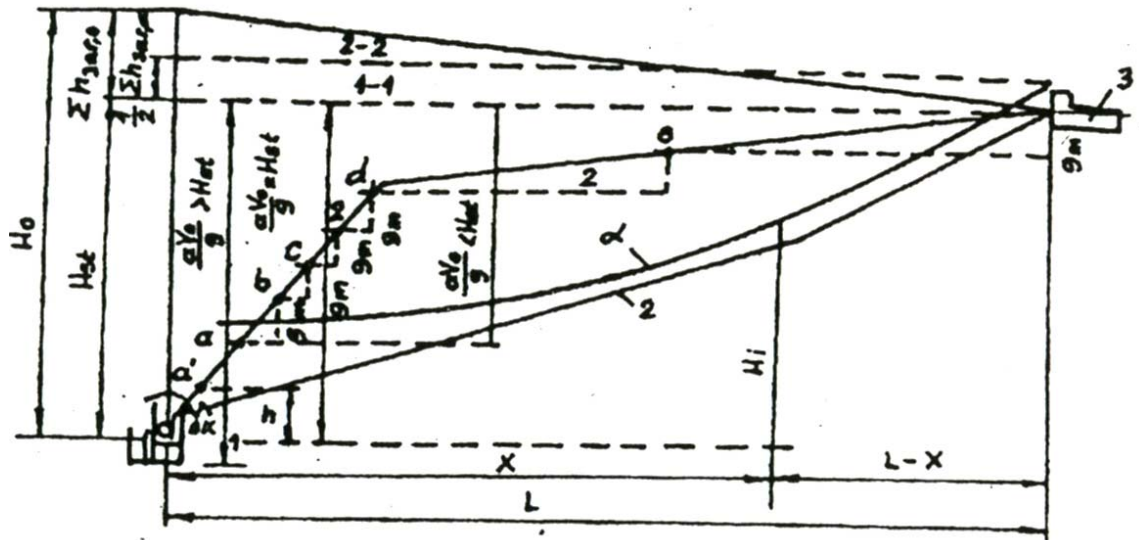
$$\frac{Q_i}{Q_o} = \frac{n_i}{n_o} = \beta_i \quad 8.19$$

$$\frac{H_i}{H_o} = \left(\frac{n_i}{n_o} \right)^2 = \beta_i^2$$

Така, на пример, за хидрауличниот систем (слика 8.46) кој се состои од центрифугална пумпа (1), потисен цевковод под притисок (2) и потисен

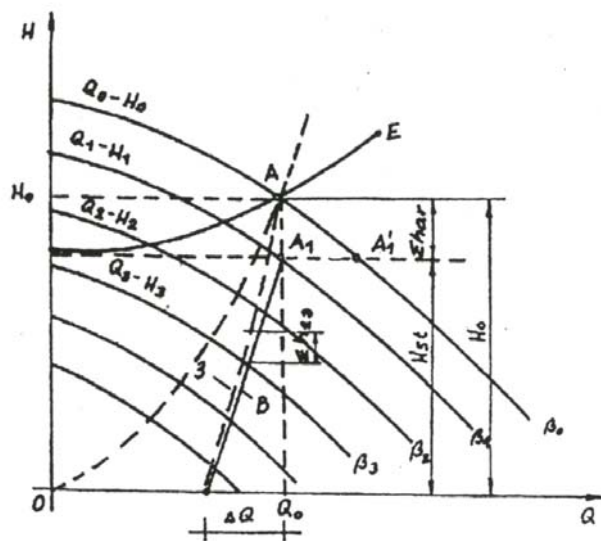
резервоар со слободна површина на водата (3), работната точка на пумпата се наоѓа во точката А.

При ненадејно застанување на пумпниот агрегат заради смалување на брзината на вртежи карактеристиката Q_0-H_0 при нормална брзина на вртежите се редуцира и завзема соодветна положба Q_i-H_i .



Слика 8.46

При тоа, секоја точка од основната карактеристика се преместува кон координатниот почеток по парабола за хидромеханичка сличност, дадена со изразот (8.19). За точката А, таа крива е параболата G (слика 8.47).



Слика. 8.47

Ако е $ac_0/g < H_{st}$, од точката a (слика 8.46) нагоре во цевководот се образуваат вакуумски зони. Во делот на трасата на цевководот од точката b со денивелација кон точката 1 од околу 8-9m во насока на резерварот под притисок во секоја точка е возможна пресметка на водениот тек заради надминување на вакуумот H_v . Кога е $ac_0/g = H_{st}$ под дејство на атмосферскиот притисок водата од бунарите стасува до a' со денивелација h спрема нивото на долната вода. Овдека е:

$$h = H_v - \xi \frac{c_1^2}{2g}$$

каде е:

c_1 - брзина на водата во цевководот по исклучување на пумпниот агрегат, т.е. $c_1 = c_0 - (a/g) H_{st}$.

Во делот под точката a можно е прекинување на водениот тек,

Кога е $ac_0/g > H_{st}$, прекилот на водениот тек може да се очекува на целата траса на цевководот вклучувајќи ја и пумпната станица. За да не дојде до прекин на водениот тек потребно е да не дојде до вакуум поголем од околу 8m. Поради тоа најкритични точки на трасата се (b, c, d, e на слика 8.46) каде треба да се обезбеди дотур на вода или воздух.

б) Средствa за намалување на притисокот при хидрауличен удар

Ако постои повратна клапна позади пумпата и можност за појава на прекин на водениот тек во потисниот цевковод, максималниот напор кој може да се постигне е:

$$H_{\max} = 3H_{st} + \frac{ac_0}{g}$$

Ако не се превземат мерки за намалување на максималниот напор, цевководот и соодветната арматурата треба да имаат зголемена дебелина на сидовите, а носечките потпирачи поголеми димензии што е економски непогодно, а понекогаш и неизводливо, затоа што производителите на цевки и арматури произведуваат стандардна опрема.

При проектирање на пумпни станици и потисни цевководи под притисок, се предлагаат различни начини за намалување на максималниот напор - притисок при хидрауличен удар:

а) се користи пумпен агрегат со зголемени замајни моменти на ротирачките делови,

б) се испушта водата низ пумпите при работно коло кое престанало со работа, или при промена на насоката на ротирање, т.е. пумпата да работи како турбина.

в) поставување на повратна клапна позади регулациониот затворач (гледано од пумпата) со програмирана работа,

г) поставување повратни клапни во точките во кои се очекува прекин на водениот тек со превземзње на соодветни мерки за да не дојде до прекин на водениот тек,

д) уфрлување на вода или воздух во потисниот цевковод на местата во кои се очекува прекин на водениот ток, со желба да се предупреди прекинување на струењето на водата,

ѓ) испуштање на водата од цевководот низ уреди кои делуваат при зголемување или намалување на притисокот,

е) поставување на хидрофор во потисниот цевковод или во пумпната станица,

ж) поставување хавариски дијафрагми, кои се кинат и ја испуштаат водата од цевководот при зголемен притисок.

Пумпни агрегати со зголемен замаен момент постепено го намалува бројот на вртежи при нагло испаѓање од работа, па затоа на овој начин значително се намалува големината на хидрауличниот удар. Ако е неопходен замаен момент, а агрегат нема, може додатно да се вгради во вид на еден замаец со одредена маса поставен помеѓу пумпата и електромоторот. Ако електромоторот е асинхрон и е "кусо" поврзан, при вртежен момент, кој е поголем од нормалниот, доведува до значително зголемување на јачината на електричната енергија при стартување на агрегатот, што е опасно за електричната мрежа од каде се напојува електромоторот.

За да се обезбеди пуштање на пумпниот агрегат во работа со замаец, треба да се избере асинхрон мотор со ротор "кусо" врзан, кој има значително поголем номинален вртежен момент од потребниот. При редовен работен режим обично ваков електромотор работи со мал степен на искористеност и потрошувачката на електрична енергија ќе биде несразмерно голема.

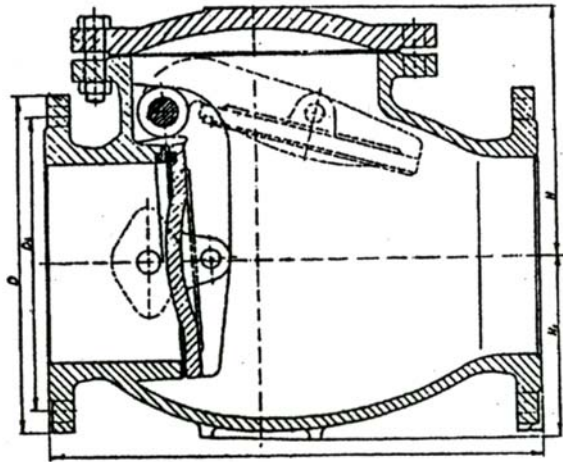
Постепено зголемување на брзината на вртење на пумпниот агрегат со замаец може да се оствари кај асинхрониот мотор со ротор, кој има одреден реостат во колекторот на моторот. Со манипулација на реостатот може да се обезбеди постепено зголемување на бројот на вртежи при значително поголем вртежен момент во споредба со номиналниот. Во периодот на стартување на електромоторот зголемувањето на јачината на електричната енергија не е поголема од номиналната потрошувачка. При тоа, зголемена потрошувачка на електрична енергија може да се очекува само во периодот при пуштање во работа, додека електромоторот не ја достигне саканата брзина на вртење. За пумпните агрегати, кои работат без прекин, ова не е од битно значење и овој начин на борба против хидрауличниот удар може да покаже само дека е поекономичен од другите методи.

Пропуштање на течността низ ѓумтајта во обратна насока на струењето го намалува во најголема можна мерка хидрауличниот удар. Ова пропуштање во обратна насока поврзана е со многу барања во поглед на агрегатите, како на пример: лежишта, електромотори и др. При ова може да дојде до преоптеретување на пооделни витални делови и хаварија.

Повраќини клајни (слика 8.48) и органи за зајворвање, така наречени регулациони органи со програма. Тие се ефикасни ако нивниот програм е добро изработен. Главен недостаток на овие делови за намалување на хидрауличниот удар е што произведуваат значителни хидраулични загуби при нормален режим на работа, што доведува до зголемена потрошувачка на електрична енергија.

Успешно користење на методите опишани во б) и в) (слика 8.48) бара познавање на четири квадратни карактеристики на пумпата, меѓутоа, со истите во поголем број на случаи не се располага. Ако ги нема овие

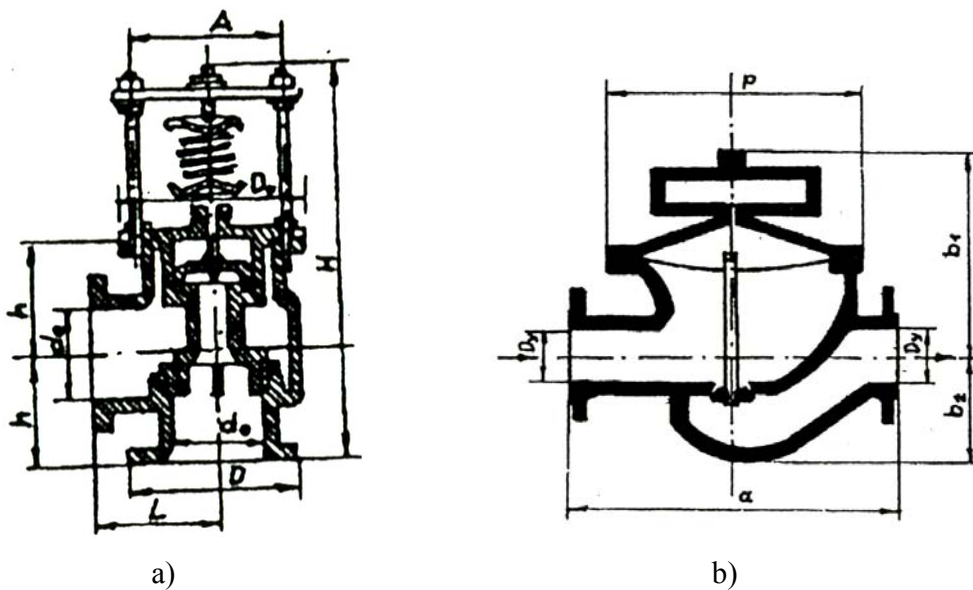
карактеристики, т.е. не може да се види под кои услови пумпата може да работи како турбина или како кочница. Заради тоа уфрлување на течноста во обратна насока не е дозволено. Во почетокот на потисниот вод веднаш после пумпата неопходно е вградување на повратна клапна. Во одредени случаеви до повратната клапна се предвидува вградување и на заобиколен вод или (by-pass). Обично на заобиколниот вод се вградува и соодветен вентил.



Слика 8.48

Уфрлување на вода или воздух во одредени критични точки во потисниот цевковод под притисок не дозволува да дојде до прекин на водниот тек, со што се исполнува условот за намалување на хидрауличниот удар. Водата која служи за уфрлање се наоѓа во резервоар со слободна водена површина или во резервоар под притисок, кој е снабден со вентилатор. Резервоарите се поврзани со цевковод во предходно одредени критични точки. Оваа метода доаѓа во предвид само кај потисните цевководи под притисок, каде внатрешниот или номиналниот пречник е поголем од $\varphi=700$ mm. Ако позади пумпата постои повратна клапна и кај малите и средни пречници на цевководот ($D<700$ mm), соодветните елементи за ублажување на хидрауличниот удар можат да бидат вентили (пригушувачи на ударот) и бајпас врска околу повратната клапна.

Пригушувачот на удар е многу ефикасен уред за намалување на хидрауличниот удар. Тој ја испушта водата од потисниот цевковод при намалување на притисокот во првата полу фаза на хидрауличниот удар (слика 8.49). Во табелата се дадени техничките податоци за пригушувачот на ударот, вентилите, согласно со ознаките (слика 8.49). Веднаш треба да се напомене, и да се има на ум, дека при испуштање на водата од цевководот не треба да дојде до прекин на водениот тек.



Слика 8.49

Големина	$\phi 50 \text{ mm}$	$\phi 100 \text{ mm}$	$\phi 150 \text{ mm}$
$D_y, \text{ mm}$	50	100	150
$a, \text{ mm}$	270	360	430
$b_1, \text{ mm}$	375	470	550
$b_2, \text{ mm}$	101	215	290
	240	345	365
Притисок, МРа	1,6	1,6	1,6

Хидрофорите се најчесто користени и најефикасни уреди кои се користат за намалување на хидрауличните удари. Тие се метални резервоари под притисок, кои се поставени на цевководот или најчесто пред самата пумпа во пумпната станица (слика 8.50). Хидрофорот е паралелно поставен на потисниот цевковод. Со А е означен потисниот цевковод, со В специјален вентил за компримиран воздух, С приклучок за резервоар, D цевковод за изедначување, Е изедначување на притисокот на воздухот и F компресор. Хидрофорите најчесто се користат во цевководи под притисок со пречник до $\varphi=600$ mm. Кога пумпниот агрегат работи нормално во хидрофорот се наоѓа одреден волумен на воздух и вода под одреден притисок. При намалување на притисокот во цевководот, при хавариско испаѓање од погон на пумпниот агрегат, збиениот воздух ја истиснува водата од хидрофорот во цевководот. При пулзациска промена на притисокот, хидрофорот испушта и прима одреден волумен на вода и на тој начин го продолжува времето на траење на хидрауличниот удар и ја ограничува неговата големина. Треба да се има во предвид тоа, дека ако нема доволно воздушен волумен постои можност од опасност од зголемен максимален притисок на хидрауличниот удар при зголемена брзина на водата во цевководот при движење во обратна насока. Оваа појава наложува точно да се одреди волуменот на хидрофорот и да се предвиди соодветен компресор, кој периодично го надополнува воздухот во воздушниот волумен, затоа што еден дел од тој воздух се раствора во водата. Хидрофорите имаат најмал волумен и истовремено овозможуваат најмало зголемување на притисокот при хидрауличен удар.

Испуштањето на водата од цевководот со помош на дијафрагма која се кине, треба да биде користена само како хавариска варијанта за заштита од хидрауличен удар. Дефинитивен избор на уред за намалување на големината на хидрауличниот удар во системот на пумапата- потисен цевковод- треба да се изврши на база техничко-економско решение на сите варијантни решенија.

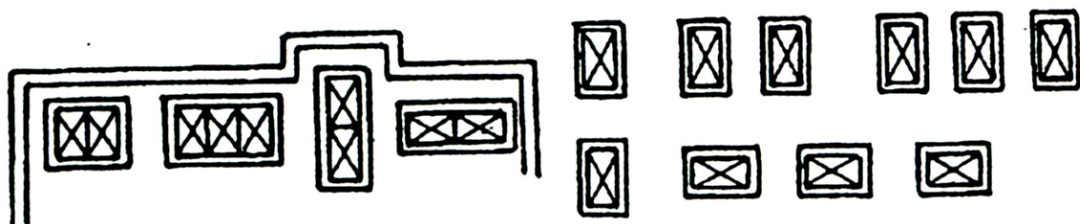
Методите за пресметка на големините на варирање на притисокот при употреба на разни сигурносни уреди се исклучително сложени, бидејќи

зависат од многу фактори. Испитувањата со цел да се дојде до најпогодниот сигурносен уред за заштита од хидрауличен удар би требало во секој критичен момент да ги направи еден доволно спремен и искусен инжињер за пумпни станици, со што би се избегнале дополнителните штети на пумпните постројки.

8.8 МОНТАЖА, РЕМОНТ И ОДРЖУВАЊЕ НА ПУМПНИТЕ ПОСТРОЈКИ

Разместувањето на пумпите, цевководите и останатата опрема во пумпната станица мора да ги задоволи како машинските, така и останатите технички услови. Сите елементи мора добро да бидат складно укомпонирани во една целина, која мора да одговара на техничките барања. Ова се однесува и на зголемените барања и во поглед на безбедноста при работа, кои ги диктираат условите на работа, бидејќи пумпите секогаш работат во тешки услови на експлоатација.

Основен услов кој се поставува на пумпните постројки е да работат економично и сигурно. Заради тоа пумпните постројки во рудната индустрија се дуплираат, а кога работат две или три пумпи во системот секогаш се поставува и една резервна пумпа.



Слика 8.51

Како што покажало искуството, фундаментите (темелите) на агрегатот мораат да бидат оддалечени од ѕидовите на следните минимални растојанија :

При широчина на фундаментот до 50 cm

- растојанието од сидот е еднакво на ширината на фундаментот + 10 cm

При ширина на фундаментот до 100 cm

- растојанието од сидот е еднакво на ширината на фундаментот + 20 cm

При ширина на фундаментот преку 100 cm

- растојанието од сидот е еднакво на ширината на фундаментот + 40 cm

При определување на растојанието помеѓу одредени агрегати и сидовите на зградата се зема во обзир ширината од најголемиот агрегат. Во постројките со вертикални агрегати за шитина на фундаментот се зема пречникот на бунарот.

Цевководите и арматурата се поставуваат така да бидат достапни од сите страни заради монтажа и опслужување на агрегатот. При тоа минималното висинско растојание помеѓу цевководот и подот на зградата треба да биде 2 m. Ако цевководот е поставен под подот, над него треба да се постави заштита од ребраст лим или решетка.

При полагање на цевковод покрај сидовите и над подот, се препорачуваат следните растојание помеѓу оската на цевките и сидот, таванот и подот:

До $D=150\text{mm}$ растојанието е $=1/2D+(10-20)$ cm

До $D=350\text{mm}$ растојанието е $=1/2D+(15-30)$ cm

Преку $D=350\text{mm}$ растојанието е $=1/2D+(20-50)$ cm

За цевководи со споени прирабници се применуваат следните растојанија од прирабниците до сидот:

- за цевководи до $D=100\text{mm}$ растојанието е 10 cm

- за цевководи преку $D=350\text{mm}$ растојанието е 20 cm

Споменатите растојанија можат да бидат намалени само во тој случај кога позади местата на спојување може да се провлечат навои за спојување.

Цевководите со пречник до 300 mm најдобро е да се монтираат во канали со правоаголен пресек. За поставување на цевководи со поголеми пречници, како и за поставување неколку цевководи во еден канал, потребно

е да се изгради канал кој ќе овозможи вентилација. За поставување на цевководи во канали потребно е да се применат такви размери кои би овозможиле монтажа без напор и без специјални клучеви и помошни уреди.

Минималните димензии кои се препорачуваат за изградба на канали се:

- а) за еден цевковод со прирабници со пречник од $D=350\text{ mm}$
 - ширина на каналот $D+60\text{ cm}$
 - длабина на каналот $D+40\text{ cm}$
- б) за два или повеќе цевководи со прирабници со пречник до $D=350\text{ mm}$
 - растојание од цевковод поставен во ред до дното на каналот е $D+20\text{ cm}$
 - растојанието од страничниот цевковод до ѕидот на каналот е $D + 30\text{ cm}$
 - растојанието помеѓу цевководот и хоризонталната рамнина е $D+30\text{ cm}$

За успешна експлоатација на пумпните постројки неопходно е во самата зграда на пумпната станица да се обезбеди место за персонал, за магацин на резервни делови, а во случај, во зградата да има повеќе пумпи, мора да се обезбеди и место за ремонт, како и за соодветен алат и мерни уреди.

Машинската сала мора да има добра вентилација, при што температурата во неа не смее да премине преку 30°C .

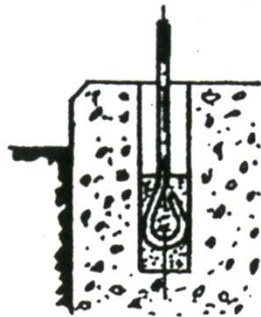
8.9. ФУНДАМЕНТИ ЗА ПУМПНИ АГРЕГАТИ

Центрифугалните пумпи не бараат масивни фундаменти. Се смета дека тој е доволен ако ги апсорбира вибрациите и обезбедува цврста и трајна потпора за фундаментот на пумпата. Најдобар е фундаментот (темелот) од бетон на цврст терен. Се препорачува бетон со 110 kg цемент на 1 m^3 готов бетон (т.н. набиен бетон).

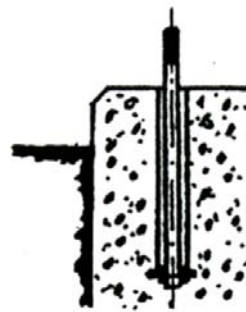
При изградба на темелите се оставаат потребни отвори за сместување на фундаментните завртки. Фундаментните завртки наместо глава имаат "алка" која е вбетонирана во оставениот отвор на фундаментот, (слика 8.52). Сличен начин на вградување на фундаментни завртки е прикажан на (слика

8.53). Во цевка, чиј пречник е 1,5 до 2 пати поголем од пречникот на завртката, се вметнува завртка со соодветна плочка на долната страна, која заедно со цевката се бетонира при изработката на фундаментот.

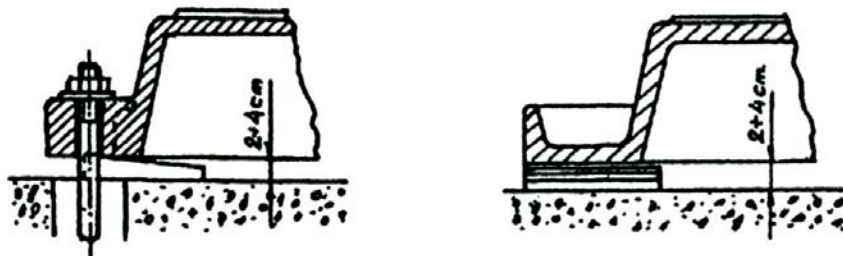
Ако пумпата и моторот се примени од фабрика веќе монтирани на фундаментна плоча, тогаш нивното центрирање е извршено во фабриката. Меѓутоа, фундаментните плочи од сив лив, заради различни причини, подложни се на деформација безобзир на масата, па на фабричкото центрирање не смееме да се потпреме. Бидејќи комплетниот агрегат се поставува на фундаментот, се демонира спрегата помеѓу пумпата и моторот и повторно се поврзуваат по монтажата. Работата почнува со нивелирање. За таа цел се поставуваат клинови (слика 8.54) или потпорни плочи со различни дебелини (слика 8.54), под фундаментната плоча, а во близина на фундаментната завртка. За да се постигне правилна распределба на масата, растојанијата помеѓу клиновите, односно потпорните плочки, треба да се еднакви. На пример, за пумпи со средна големина се препорачува растојанието да не е поголемо од 60 см.



Слика 8.52



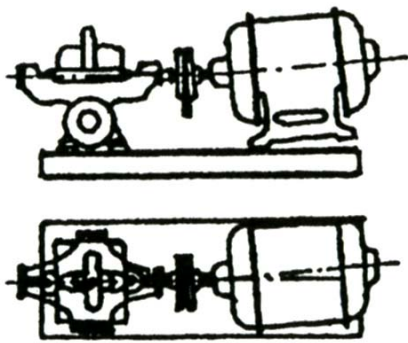
Слика 8.53



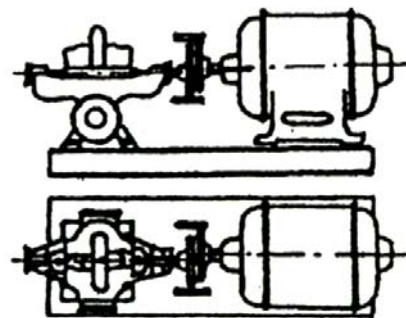
Слика 8.54

Со подметнување на клинови или потпорни плочки под фундаментната плоча, се крева и самиот фундамент. Меѓупросторот кој се појавува е во граница од 2 до 4 cm и се смета за поволен за залевање со бетон на фундаментната плоча. Подесување со клинови, односно со потпорни плочки, пумпата се доведува во хоризонтална положба. При тоа се внимава пумпата да добие правилен спој со всисниот и потисниот цевковод. Потоа навртките на фундаментните завртки рамномерно се притегнуваат, а фундаментната плоча внимателно се спушта и на крај цврсто налегнува на фундаментот. Следната фаза на работата е проверување на аголната и паралелната соосност на спојницата. Лицата на спојниците треба да се паралелни и концентрични и да се на доволно растојание. Растојанието од 3 до 3,5 mm се смета за нормално. Во ниеден случај лицата на спојниците не смеат да се допираат. Минималните растојанија на лицата на спојниците обично се дадени од страна на фабриката.

Проверка на аголната соосност се врши со помош на "мерило" или калибриран клин, кој се вметнува на четири места под агол од 90° помеѓу лицето на спојниците (слика 8.55), а растојанието мора да биде еднакво на сите четири мерни места.



Слика 8.55

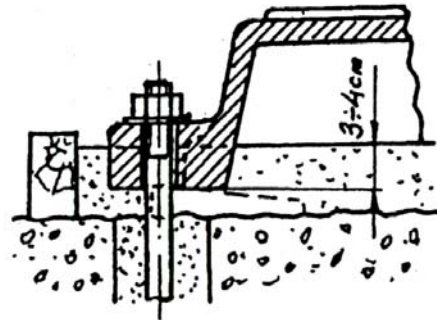


Слика 8.56

Проверувањето на паралелната соосност се врши со полагање на метален лењир преку обемот на спојницата (сл. 8.56). Лењирот се положува на четири места на обемот кои лежат под 90° . Се смета дека соосноста е

добра, ако лењирот ги допира во сите мерни места на рабовите на ободот на двете половини на спојниците.

Доколку постои отстапување од основата, поправката се врши со дотерување со клинови или со додавање, односно вадење на потпорни плочки под фундаментот. После секоја поправка треба да се провери аголното и паралелното центрирање. Поправки се вршат додека не се постигнат задоволувачки резултати



Слика 8.57

и не треба да се верува дека еластичната спојка ќе ја исправи лошата соосност.

По успешното нивелирање се поврзуваат пумпата и моторот, и ако вратилото слободно можеме да се заврти со рака значи дека постапката на монтирање била успешна. Завртувањето со рака е потребно за да се утврди дали насоката на вртење на пумпата е правилна (обично на пумпата постои стрелка која ја покажува насоката на вртењето). Откако навртките на фундаментните завртки повторно се притегнат, фундаментната плоча и фундаментните завртки се залеваат со цементен малтер (еден дел цемент на три дела песок), како што е прикажано на слика 8.57. Ако фундаменталните завртки се поставени во цевки (слика 8.53), тогаш пред заливање со цементен малтер цевките се затвораат на врвот за во нив да не влезе цементниот малтер.

На бетонот му се остава доволно време (обично 48 часа) да се стврдне, а потоа навртките на фундаменталните завртки уште еднаш се притегнуваат и повторно се проверува соосноста. Ако се потребни било какви поправки, тогаш тоа се прави со подметување на тенки лимени плочки под стопалата на моторот или пумпата.

Ако е потребно моторот на лице место да се постави на фундаментната плоча, треба да се постапи на следниот начин. Фундаментната плоча со пумпата се поставува на бетонски темел, а потоа се нивелира. Кога е тоа

готово, се поставува моторот на фундаментна плоча со потребно растојание помеѓу лицето на спојницата. Со подметнување на тенки лимени плочи под стопалото на моторот во страна се дотерува моторот во правилна положба, потоа следува проверка на соосност и евентуална поправка. Откако ќе се обележат дупките на фундаментната плоча за завртки, со кои ќе се врзат стопалата на моторот за фундаментната плоча, моторот се трга и се дупчат дупките. Следува вметнување на завртките и враќање на моторот на плочата, меѓутоа навртките не се притегнуваат додека предходно не се провери соосноста. Понатамошната работа е иста како да е извршено фабричко центрирање.

Центрирањето на пумпниот агрегат треба од време на време да се контролира. Ако при таква контрола се констатира дека центрирањето не е добро, причини за тоа можат да бидат: попуштање на фундаментот, оптеретување на цевководот, истрошеност на лежиштата или деформација на фундаментната плоча (на пример, заради топлина).

Бидејќи предходните работи се завршени, можат всисната и потисната цевка да се приклучат на пумпата, но само ако секоја од нив е концентрична со приклучокот на пумпата. Ако оските на цевките не лежат во исти правец со оските на грлото на пумпата, не смее да се проба цевките "да се натегнат" со завртките на прирабницата, бидејќи на тој начин се расипува соосноста на пумпата. Во такви случаи мора пред врзување на цевката и грлото на пумпата да се подметнат подложни плочки под цевките, така да после притегањето на навоите нема да се пренесува никакво оптеретување на куќиштето на пумпата. Се напоменува дека двете цевки треба да се потпрат во близина на куќиштето на пумпата.

8.10 ОСНОВНИ ПРИНЦИПИ ЗА МОНТАЖА И ДЕМОНТАЖА НА ПУМПИ И НИВНАТА ОПРЕМА

Во пракса често се среќаваат примери на неправилна монтажа на пумпни агрегати. Секако дека ова предизвикува пореметување во

експлоатациони услови, т.е. при работа на пумпата, а од друга страна ја загрозува и сигурноста во работата.

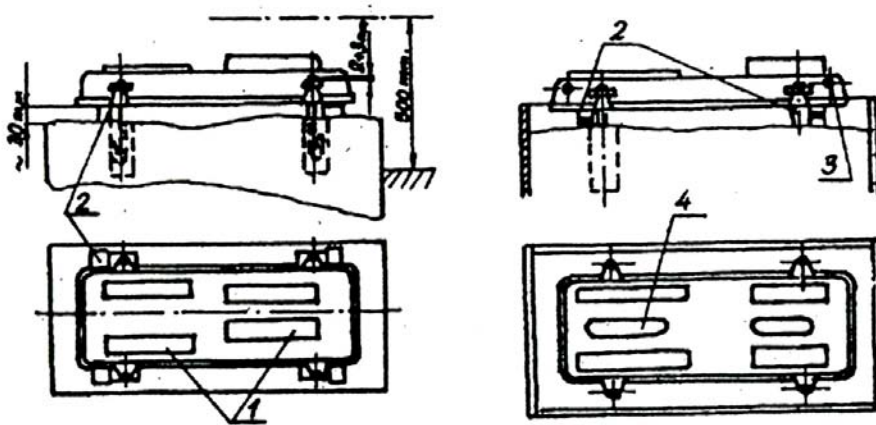
Заради тоа, потребно е да се придржуваме кон некои основни принципи во поставувањето на пумпните агрегати, како што се:

Пумпата и моторот мора да бидат изневилирани хоризонтално како по надолжната, така и по попречната оска и така да бидат поставени на фундаментна плоча. Вертикалните пумпи не мора секогаш строго да се поставуваат во вертикална положба .

Се препорачува минималната висина на оската од пумпата над подот од зградата да биде 500 mm (слика 8.58), што зависи од големината на пумпата.

После поставувањето и нивелирањето, пумпата со електромоторот се залива со цементен малтер во слој од 3 cm.

Доколку се пренесуваат опасни течности, под заптивките мора да се постави одводен канал за одвод на течноста во сливник, или под заптивките мора да се постави сад за собирање на течноста која капе.



Слика 8.58

Препорака е да се постават како на всисната така и на потисната страна, монтажни елементи што значително ја упросува монтажата без предходни демонтирања на цевоводот.

Тркалото на вентилот и повратната клапна мора да бидат така поставени да имаат добар пристап. Од друга страна, мора да се обрати внимание дека течноста која капе, која е опасна, штетна, не ги оштети пумпата и електромоторот.

Манометарот и вакуум метарот треба да бидат свртени на страната на персоналот и при тоа границите на работниот простор треба да се обележат со црвена линија. Прекинувачот и другите механизми за вклучување на моторот да не се поставуваат во близина на спојницата (која може при пуштање да се распадне).

Цевководите мораат да се постават така да нивните сопствени маси не се пренесуваат на пумпата и моторот.

При монтажа на пумпата и моторот на отворен простор треба да се превземат мерки за заштита од непосредно дејство на сонце и дожд.

Да се створат услови за одвод на течности кои капат во канализација.

Всисната корпа треба да се чисти после 10 до 100 уклучувања што зависи од тоа каква е течноста што се црпи.

Приклучување на системот за подмачкување и за ладење на моторот да биде изведено така да во случај на мразеви споменатите системи да можат без тешкотии да се отстранат (под претпоставка пумпата да е на отворено место).

Пумпата мора да биде поставена така да е овозможен пристап за замена и контрола на затварачот.

Местата кои служат за контрола на нивото на маслото за подмачкување во лежиштата мораат да бидат достапни . Потребното ниво на маслото мора да биде обележено со видлива линија.

Да се обезбеди можност за затварање на усисниот и потисниот цевковод после демонтажа на пумпата.

При проектирање на пумпните постројки да се предвиди резервна пумпа која може веднаш да продолжи со работа , ако тоа го бара процесот на работата. Во спротивно , пумпата може да стои во магацинот.

Ако пумпата е со поголема моќност, тогаш електромоторот се опремува со амперметар, со кој би се контролирала работата на електромоторот.

За пумпите да се применат колена чиј полупречник на кривината е поголем од 3 пречника на цевката ($R=3D$).

Ремонтот на пумпата се планира. Тој може да биде редовен , годишен или по потреба . За ремонт претходно треба да се обезбедат соодветните делови за замена, потребниот материјал и работна сила за вршење на ремонтот.

Да се проектира пумпна постројка што поблиску до изворот од каде се црпат течности со всисен или потисен цевковод со мала должина

8.11. МЕРКИ НА БЕЗБЕДНОСТ И ЗАШТИТА ПРИ РАБОТА

Придржувањето кон правилата за заштита при работа при користење на пумпните постројки и сигурноста во работата обезбедува сигуност на лицата кои работат во нив.

Од оваа област постојат низа законски прописи кои се специфични за секоја област од примената, а некои правила можат да бидат и општи.

Овде се дадени основните правила на заштита при работа во пумпните постројки, односно пумпните станици.

1. Во експлатацијата на пумпните постројки се дозволува учество само на квалификувани машинци со соодветна стручна спрема и со положен стручен испит за ракувачсо пумпните постројки или машинци кај надлежните државни органи

2. Во просториите на пумпната станица на видно место мора да се истакнат основните правила за заштита при работа потребните упатства за стартување, запирање и опслужување на пумпните агрегати. По можност треба да се истакнат шемите на инсталацијата. Исто така треба да се испишат правилата за давање на прва помош.

3. Во случај на повреда при работа и потреба да се укаже прва помош на лице место, во пумпната станица мора да има прирачна аптека со соодветен санитарски материјал и средства за укажување на прва помош. Вработените кои работат во пумпната станица мора да бидат обучени за укажување на прва помош на повредени од удар на ел. енергија, опекотини и повреда при работа.

4. Електро моторите и останатата ел. опрема мораат да бидат со соодветно заземјување. Сите ротирачки делови (спојници, каишници и др.) мора да бидат заштитени со соодветни браници.

5. На преодите преку каналите во кои се поставени цевководи мора да се постават мостови и прелази ако целите канали не се покриваат.

6. Во пумпните станици кои се на погон на ел. мотори (што е многу често) сите ел. инсталации мораат да бидат добро изолирани (гумени теписи, ракавици, чизми и др).

7. Секоја пумпна станица мора да има соодветни противпожарни уреди и да располага со соодветна сигнализација. Вработените мора да бидат обучени за гаснење пожар од запалено масло во лежиштата на пумпите и ел. моторите како и во ел. инсталации и апаратите.

8. Пумпните станици мора да бидат добро осветлени, како би можело правилно и сигурно да се опслужуваат пумпните агрегати и останатите инсталации.

9. Поправката и подмачкувањето на ел. мотори и пумпите во текот на работата се забрануваат

10. Пред почетокот на работа при поправка и ремонт треба да се истакне табла со текст "НЕ ВКЛУЧУВАЈ СЕ РАБОТИ" на командната табла и електричните прекинувачи.

11. Се забранува во пумпните станици да се внесуваат непотребни предмети како и престој на луѓе кој не работат во неа. Подот и скалите мораат да се одржуваат беспрекорно чисти. Патните правци мораат да бидат чисти и обележани.

12. Вентилацијата во пумпната станица мора да биде на висина. Температурата во пумпната станица не смее да биде поголема од 30С нити помала од 10С.

13. Употребата на алкохол на работно место строго се забранува

14. За мерките на безбедност и заштита при работа одговорен е сменскиот машинец, а контрола врши раководителот и стручњакот задолжен за спроведување на мерките за заштита при работа.

15. Дежурниот оператор мора да води дневник и во него да ги внесува сите податоци за својата смена и забелешките за работата и исправноста на пумпната инсталација.