

В. ГЕРОВ
ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ

СОДРЖИНА

ГЛАВА 1	
КЛАСИФИКАЦИЈА И НОРМАЛИЗАЦИЈА НА ТИПОВИТЕ НА ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ	1
ГЛАВА 2	
КОНСТРУКТИВНА ФОРМА НА ЛОПАТКИТЕ НА ФРАНЦИС ТУРБИНА	10
ГЛАВА 3	
РЕАКЦИСКИ РАБОТНИ КОЛА	
3.1. ОФОРМУВАЊЕ НА МЕРИДИЈАНСКИОТ ПРЕСЕК	17
3.2. МЕРИДИЈАНСКИ ПРЕСЕК НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ ФРАНЦИС ТУРБИНИТЕ	17
3.3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ, ПРОТОЧЕН ДЕЛ И ИСЦРТУВАЊЕ НА ЛОПАТКАТА	20
3.3.1. Исцртување на меридијанскиот пресек на лопатката	27
3.4. ДИМЕНЗИОНИРАЊЕ НА РАБОТНОТО КОЛО НА ФРАНЦИС ТУРБИНА ПО МЕТОД НА ПРОФ. Т. БОВЕ	30
3.4.1. Основни податоци	30
3.4.2. Истражување на ротациона аксијално симетрична површина за лопатките на работното коло	31
3.5. ПРОТОЧНИ ДЕЛОВИ И ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ КАЈ КАПЛАН ТУРБИНИТЕ	41
3.6. СПИРАЛА КАЈ РЕАКЦИСКИТЕ ТУРБИНИ	49
3.6.1. Јакостно димензионирање	58
ГЛАВА 4	
СПРОВОДЕН АПАРАТ	61
ГЛАВА 5	
ПЕЛТОН ТУРБИНИ	
5.1. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ И ГЛАВНИ РАБОТНИ ЕЛЕМЕНТИ	62
5.2. СКЛОП, МЛАЗНИК И РЕГУЛАЦИОНО КОПЈЕ (ИГЛА) КАЈ ПЕЛТОН ТУРБИНА	71
5.3. СИЛИ НА ИГЛАТА И НИВНО УРАМНОТЕЖУВАЊЕ	79
5.4. СИЛИ НА ВРВОТ НА СКРЕНУВАЧОТ, КАРАКТЕРИСТИЧНИ ПОДАТОЦИ И АГОЛНА БРЗИНА	85
5.5. ОСНОВЕН ДИЈАМЕТАР И ТРИАГОЛНИЦИ НА БРЗИНИ	91
5.6. БРОЈ И ДИМЕНЗИИ НА ЛОПАТКИТЕ	94
5.7. СИЛИ ВРЗ ЛОПАТКАТА И ЈАКОСТНА ПРЕСМЕТКА	99
5.7.1. Центрифугална сила	99
5.7.2. Сила од млазот	100
5.8. ТЕХНОЛОШКИ КАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ИЗРАБОТКА НА ЛОПАТКИТЕ	102
5.9. ПЕЛТОН ТУРБИНА СО ХОРИЗОНТАЛНО ОДНОСНО ВЕРТИКАЛНО ВРАТИЛО	104
5.10. ФЕНОМЕН НА ЗАГУШУВАЊЕ КАЈ ПЕЛТОН ТУРБИНИ СО ВЕРТИКАЛНО ВРАТИЛО СО НЕКОЛКУ МЛАЗНИКА	108
5.11. МЕСТОПОЛОЖБА НА ХОРИЗОНТАЛНА ПЕЛТОН ТУРБИНА ВО ОДНОС НА НИВОТО ВО ОДВОДНИОТ КАНАЛ	113

ГЛАВА 1

КЛАСИФИКАЦИЈА И НОРМАЛИЗАЦИЈА НА ТИПОВИТЕ НА ХИДРАУЛИЧНИ ТУРБИНИ

Важните конструктивни форми на хидрауличните турбини се прикажани шематски на сл. 14.1., каде што одделните броеви ги претставуваат соодветните турбини.

1. Шахтова Турбина со вертикално вратило, сместена на дното на шахтата

Над работното коло се наоѓа спроводниот апарат. Водата навлегува во спроводниот апарат по хоризонтална рамнина, движејќи се радијално, ја оддава својата енергија на работното коло, и го напушта колото, движејќи се по оската на ротација, поради што и е наречена радијално-осна или Францис турбина. Регулацијата на моќноста се изведува рачно или автоматски од површината на шахтата преку вертикалниот лост поставен десно.

2. Шахтова турбина со хоризонтално вратило

Дотокот на вода кон работното коло се врши радијално, но по вертикална рамнина. Водата го напушта работното коло во правец на оската и преку колено се завртува за агол од 90° , со што водата ја напушта турбината во вертикален правец.

3. Пропелерна турбина со вертикално вратило од тип Каплан

Тука шахтата има малку посложена форма - во вид на полжав, и се нарекува челично-бетонска спирална комора. Спроводните лопатки се наоѓаат високо над работното коло. Кога водата ќе помине низ спроводните лопатки, се завртува за 90° , навлегува во работното коло и го напушта во правец, паралелно на оската на ротација. Наменети се за релативно ниски падови и работи на принцип на аксијален ротор.

4. Каплан турбина со вертикално вратило и челична спирала

Наменети се за падови поголеми во однос на претходните типови на турбини. Регулацијата на моќноста се врши преку спроводните лопатки, регулирани со еден дел кој што се нарекува **регулационен прстен** кој е поставен во правец на оската на работното коло.

5. Францис турбина со хоризонтално вратило

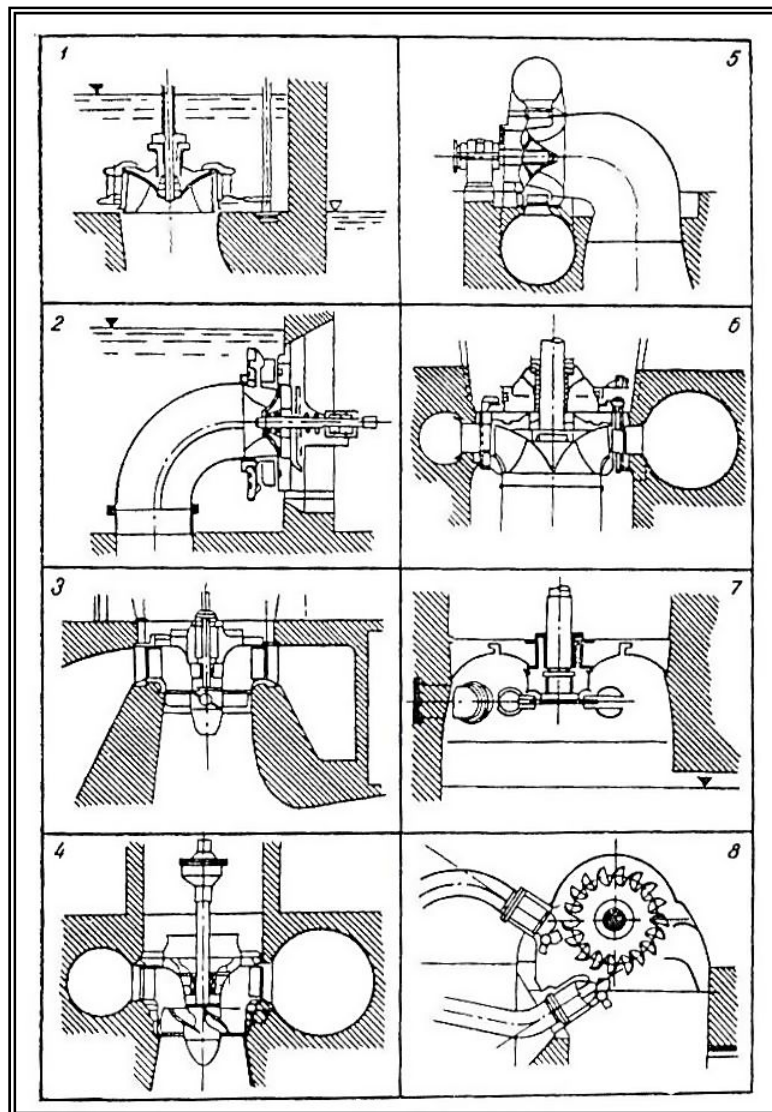
Водата се распоредува по периферијата на спроводниот апарат со помош на челична спирала, во којашто движењето се извршува како при 3, 4

и б по закон на слободен виор $r \cdot c_u = const$. Наменети се за средни односно не многу големи моќности.

6. Францис турбина со вертикално вратило

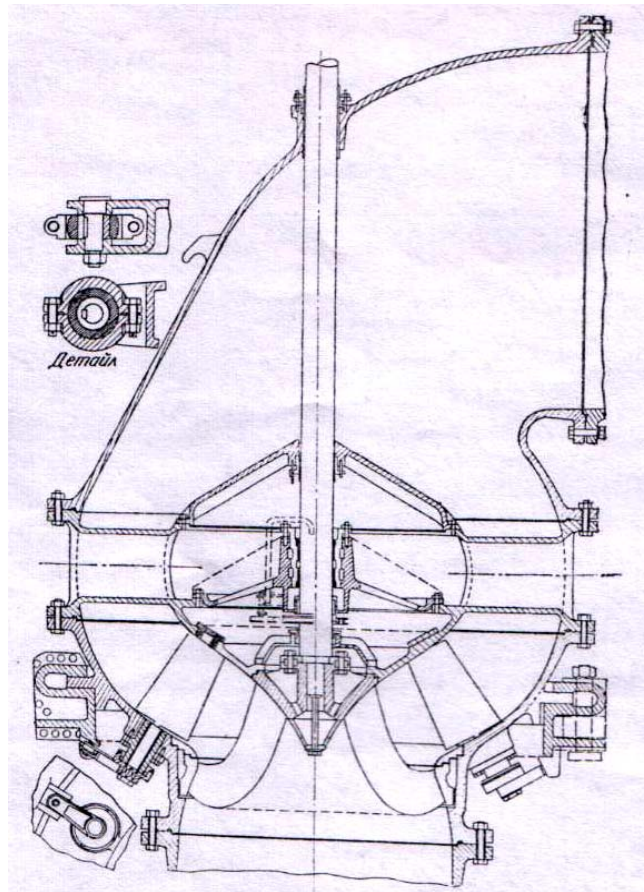
Наменети се за големи моќности и падови, при што челичната спирала треба да биде армирано-бетонски појачана. Моќноста се регулира преку спроводниот апарат, исто како кај претходно разгледуваните шеми и е наречен **цилиндричен**, за разлика од **коничниот** спроводен апарат, прикажан на сл. 14.2. На сликата 14.3 е прикажана котелска турбина.

7. Пелтонова турбина за големи моќности со вертикално вратило



Слика 14.1

Лопатките имаат форма на двојна лажичка, на кои дејствува водата со млаз со кружен напречен пресек, оформен од соодветен млазник. Регулацијата на протокот се изведува преку соодветно поставено регулационо копче - игла, која го затвара млазникот со кружен напречен пресек, како и со соодветен механизам наречен **скренувач на млазот** кој го изместува млазот на водата од нормалната траекторија со што се регулира дејствувањето врз лопатките на колото, и со тоа моќноста моментално се намалува. Дејството на млазот на водата е тангенцијално.

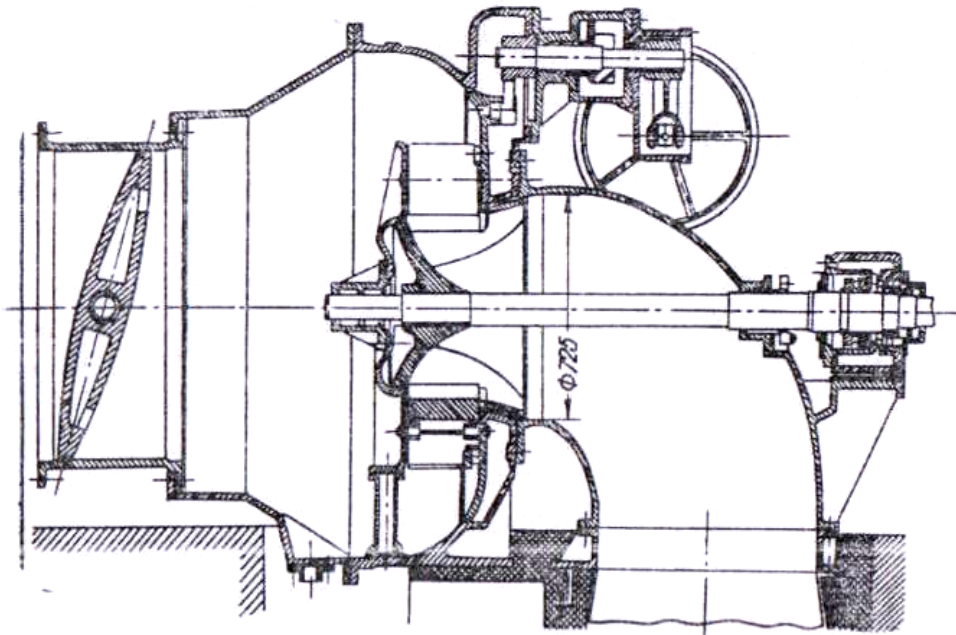


Слика 14.2

8. Пелтон турбина со два млазника и хоризонтално вратило

Наменети се за многу голем проток кој неможе да биде спроведен низ еден млазник поради големите димензии на лопатките и значително намалување на к.п.д. Млазот на водата дејствува тангенцијално.

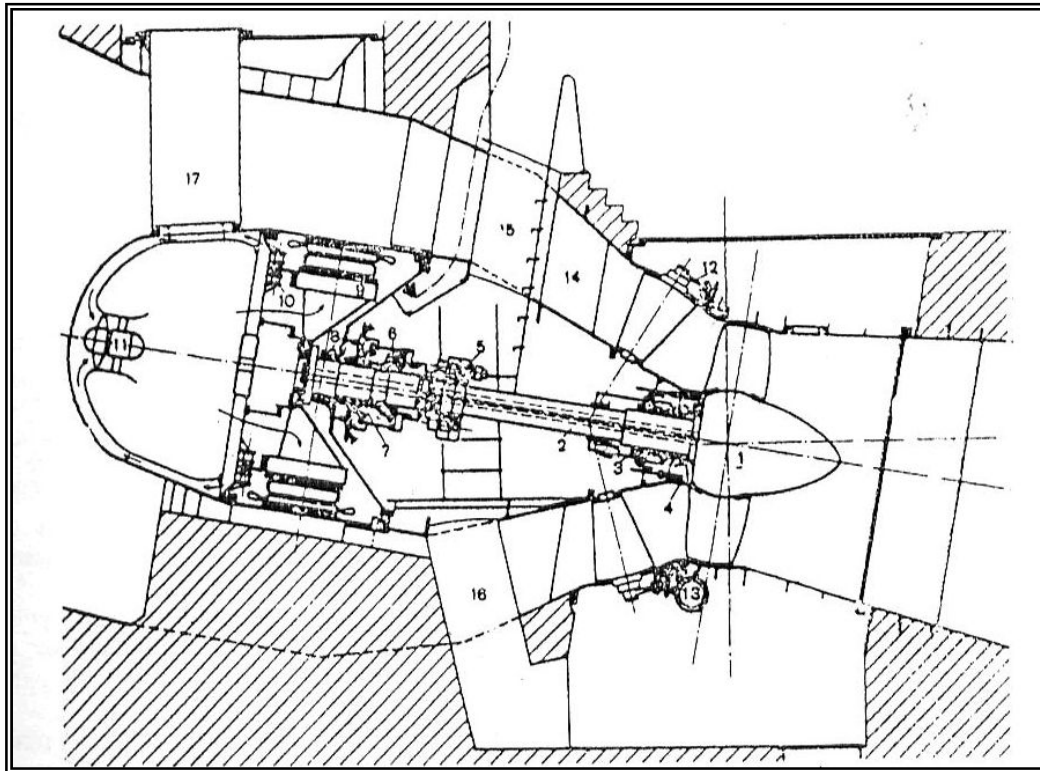
Освен досега разгледуваните класични конструктивни форми постојат понови конструкции - цевни и дијагонални турбини.



Слика 14.3

9. Цевни турбини

Во суштина тоа се пропелерни турбини за големи протоци и релативно мали падови. Овој тип на турбина е прикажан на сл. 14.4, роторот се состои од: работно коло-**1**, вратило-**2**, крута спојка-**5** и ротор на електро-генераторот **9**, кој што се лади со воздух кој циркулира со помош на аксијалниот вентилатор-**11**. Статорот на електро-генераторот се лади дополнително од течноста која што дотекува низ околниот канал-**14**, која се насочува од конично распоредените лопатки на спроводниот апарат-**12**. Овие турбини уште се нарекуват и **капсулни турбини**, односно, **крушковидни (Bulb) турбини** бидејќи целата турбина е сместена во метално лежиште со влез низ каналите **15, 16, 17**. Слична, но со хоризонтално вратило, е конструкцијата на цевните турбини во ХЕЦ за искористување на приливите и одливите во Сен Мало - Франција: 10 MW при 94 vgt/min , работното коло е со дијаметар 5,35 метри, со 4 лопатки и коничен спроводен апарат со 24 лопатки, должината на турбината е 13,4 метри и во централата има вкупно 24 агрегати.



Слика 14.4

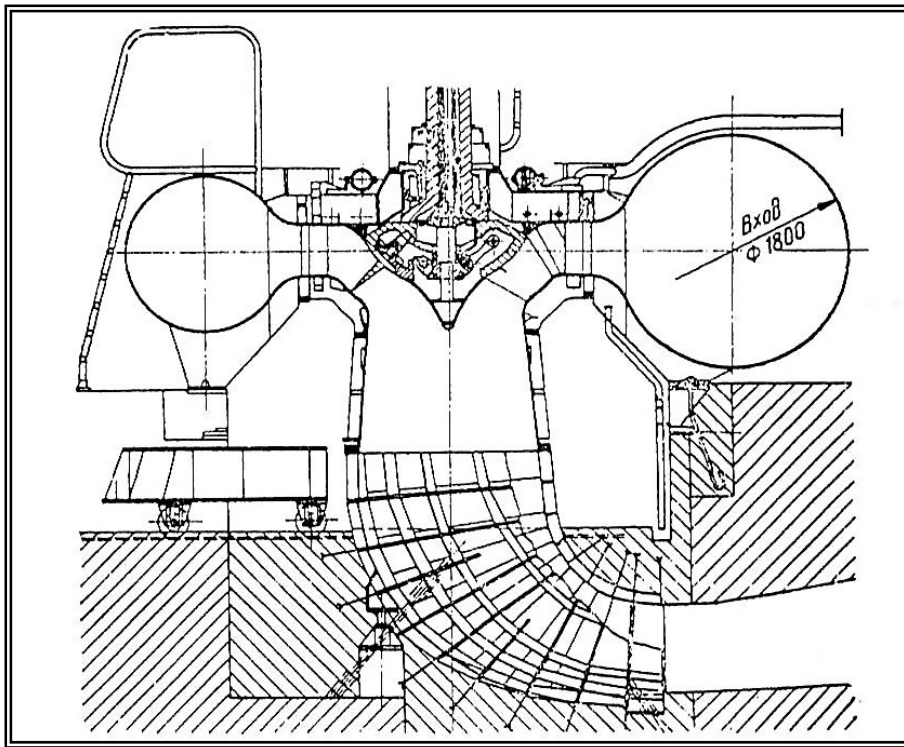
10. Дијагонална реакциска турбина од тип Квјатковски - Дериаз

Овој тип на турбина е прикажан на сл. 14.5, има специфичен број на вртежи во граници од 300 до 500, како кај Францис турбините, но има подвижни лопатки како кај Каплан турбините. Оските на ротација на лопатките на дијагоналната турбина се распоредени по конична површина, а спроводниот апарат е цилиндричен. Наменети се за падови до 150 метри.

Во табелата 14.1 се прикажани приближни гранични вредности на нето падот и протокот, за кои што се градат разгледуваните шеми на водни турбини од слика 14.1.

Класификацијата на хидрауличните турбини се прави, земајќи го во предвид следното:

1. **Протекување на водата низ работното коло** - радијални, радијално-осни, дијагонални, аксијални, конусни и тангенцијални. Во категоријата на конусни турбини спаѓаат само дијагоналните и аксијалните турбини. Конусните турбини се применуваат таму каде што се бара монтирање на нова турбина во ограничен простор. Во таков случај спроводниот апарат се прави во форма на конус, од каде што го добиле и името конусни турбини сл. 14.2.



Слика 14.5

Табела 14.1

Нето пад m	Проток m ³ /s	Вид на турбина	Слика
1 до 8	0,5 до 20	Шахтова Францис	14.1 (1 и 2)
2 до 35	1 до 320	Каплан со бетонска спирала	14.1 (3)
20 до 70	10 до 500	Каплан со челична спирала високопритисна	14.1 (4)
2 до 10	5 до 120	Капсулна или крушковидна	14.4
25 до 200	10 до 500	Дијагонална	14.5
60 до 270	2,5 до 300	Францис	14.1 (5)
240 до 520	10 до 16	Францис високопритисна	14.1 (6)
50 до 1800	од многу мал до 10m ³ /s на млазникот	Пелтон	14.1 (7 и 8)

2. Според дејството - акциски, или слободномлазни турбини, и реакциски т.е. притисни турбини.

3. Напаѓање на работното коло - целосни, кога водата оди кон работното коло по целата негова периферија; делумни и повеќестепенни. Повеќестепенни се турбините, каде што количеството на водата е многу големо за соодветната моќност и доведува до многу големи специфични броеви на вртежи. Во такви случаи на едно вратило се поставуваат повеќе работни кола и водата паралелно минува низ нив.

4. **Доведување на водата до работното коло - шахтови**, кога нето падот е 8 - 10 метри; **спирални**, кога телото е во форма на полжав, изработена е од лим или челично-бетонска конструкција и рамномерно ја распоредува водата на лопатките на спроводниот апарат. Спиралните турбини се употребуваат при падови од 10 - 400 метри. На последно место се **котелските** или **фронтални** турбини, при што поради недостаток на место за развивање на спиралата се гради котел со форма прикажана на сл. 14.3. За изолација на турбината од цевководот под притисок се користи пеперуткаст вентил. Вратилото продира низ дифузорното колено, кој го носи надворешното лежиште, се подмачкува со маст или со масло, додека внатрешното лежиште е направено од **тефлон** и се подмачкува со вода. Тефлонот има антифрикциони својства, благодарение на што тој ги заменува белиот метал и лигнофолот.

Ограничувачко својство на лигнофолот е неговата пониска топлоспроводливост во споредба со белиот метал. Земајќи го тоа во предвид подмачкувањето со вода служи да ја одведе топлината, а не само да реализира подмачкувачки филм.

5. **Положба на вратилото** - хоризонтални турбини и вертикални турбини. Предностите и недостатоците на двата вида се дадени во 51.

6. **Регулација - рачна**, се користи кај малите турбини и таму каде што товарот останува константен; и **автоматска** регулација се користи кај сите ХЕЦ.

Разгледаните начини на класификација неможат да се сметаат како конечни и се поставува прашањето, дали овој начин ги покрива сите многубројни шеми и конструктивни форми на хидрауличните турбини. Според димензиите и моќноста турбините се делат на мали, средни и големи. Подетална поделба на турбините е условена и поврзана со извесна двосмисленост ако се има во предвид различните значици, кои што се земаат како основа при класификацијата. Моќноста е добра за класификација на ХЕЦ на мали и големи, но не е погодна за класификација на самите турбини. Така на пример, моќноста од 100 kW при нето пад од 50 метри се дава за Францис турбина со дијаметар на работното коло околу 300 mm и вкупната маса на турбината од околу 1,500 kg. Ако меѓутоа, турбината има иста моќност од 100 kW и работи при нето пад од само 2 m, работното коло со дијаметар од околу 1600 mm е од типот пропелерно, а вкупната маса на турбината е 12,000 kg.

Според проф. Н.М. Штапов (10):

голема моќност - при $P \geq 5000 \text{ kW}$;

средна моќност - при $P = 500$ до 5000 kW ;

мала моќност - при $P = 50$ до 500 kW ; и

најмала моќност при $P < 50 \text{ kW}$.

Ако се земе во предвид изложеното, моќноста може да служи за класификација само кога се разгледуваат прашања од енергетска страна, но не и од чисто конструктивна. Светските инженери ги класифицираат хидрауличните турбини од техничка гледна точка на **мали, средни и големи**.

Мали турбини, кај кои обработливите делови имаат максимални габаритни димензии не поголеми од 2000 mm и маса, не поголема од 1000 kg . Елементите на малите турбини за мали моќности се изработуваат во повеќето случаи сериски.

Средни турбини, кај кои обработливите делови имаат димензии не поголеми од 4500 mm . Оваа категорија турбини се проектира и изработува при конкретни податоци, а не сериски.

Големи турбини, се турбини кои што не влегуваат во горните граници.

Номенклатура на хидрауличните турбини според нивните карактеристични големини значително ќе го намали бројот на типовите на турбини, со што се поедноставува изборот на турбината при дадени услови на дејствување. **Номенклатурата** е поврзана со изедначување на некои склопови и делови, како резултатот на што се постигнува квалитетна изработка, подобрена конструкција и намалени трошоци.

Создавањето на номенклатура на хидрауличните турбини претставува многу посложена задача, отколку изготвување на номенклатура за останатите видови машини. Тешкотијата се состои во тоа што секој од работните параметри на турбината, како протокот, моќноста, аголната брзина и коефициентот на кавитација, зависат од расположливиот нето пад (8); протокот и бројот на вртежи се менуваат пропорционално на квадратен корен од односот на падовите; моќноста е пропорционална на истиот однос на степен $3/2$, додека отпорноста на кавитација се намалува со зголемување на нето падот, како што се гледа од експлоатационите универзални карактеристики.

Советскиот научно истражувачки институт по хидромашинство (ВНИИГ) и ЛМЗ изработиле номенклатура само за реактивните водни турбини чии што нето пад е во граници од 1 до 300 метри. Целата номенклатура опфаќа 32 типови мали турбини и 66 типови средни турбини,

при што во најлоши услови максималниот к.п.д. на турбината може да се намали од 2 до 4%, а средниот експлоатациски к.п.д. на турбината од 7 до 10%. Понатамошното ограничување на номенклатурата преку намалување на бројот на типови на турбини ќе доведе до значително влошување како на максималниот така и на средниот експлоатационен к.п.д.

Во номенклатурата на ВНИИГ, кој што ги опфаќа сите 98 типови на турбини се усвоени ознаки кои што соодветствуваат на основните букви од руското именување, како на пример: ПрК - турбина Пропелер - Каплан; РО - радиално-оскна турбина, т.е. турбина Францис и др.

Бројката пред едно од наведените ознаки го дава дијаметарот на работното коло во сантиметри при надворешен венец и влезна ивица, имено $D_1 \equiv D_{1e}$ за Францис турбина и надворешниот дијаметар $D_1 \equiv D_e$ за пропелерните турбини. За Пелтон турбините останува дијаметарот на основниот круг.

Почесто усвојувани дијаметри на работни кола, дадени во см се следните: 30; 35; 42; 46; 50; 59; 71; 80; 84; 100; 120; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 275; 300; 330; 370; 410; 450; 500; 550; 600; 660; 720; 800; 900. Отстапување од овие нормални дијаметри на работното коло се дозволени во рамките од $\pm 2\%$.

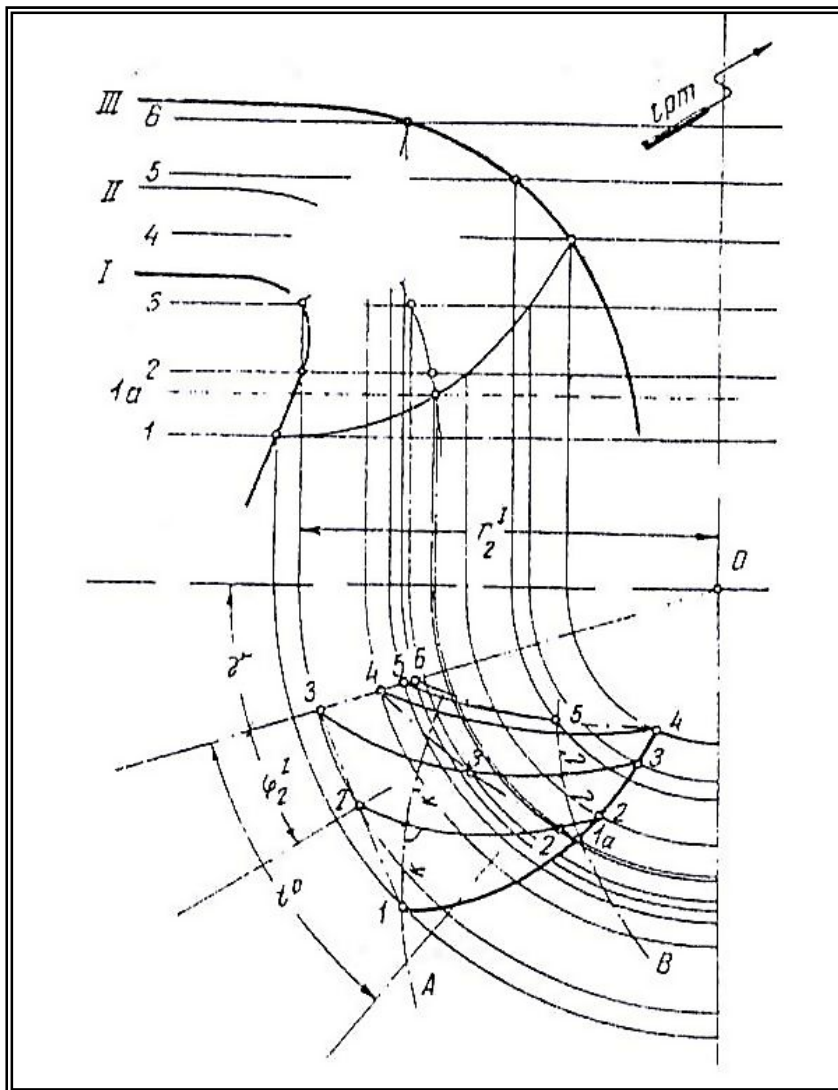
Пример. ПрК 70 - ВО 120 означува турбина Пропелер - Каплан од серија 70, вертикално вратило, отворена шахта и дијаметар на работното коло од 1200 mm.

ГЛАВА 2

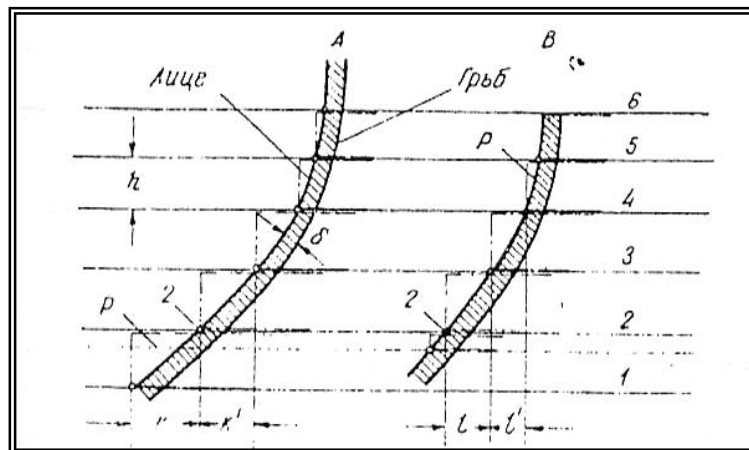
КОНСТРУКТИВНА ФОРМА НА ЛОПАТКИТЕ НА ФРАНЦИС ТУРБИНА

По избирањето на конформните слики и хоризонтали со правилна форма во произволни точки се повлекуваат **ортогоналните линии** А и В во хоризонтала (сл. 31.4). Ако се направи пресек по ортогоналните линии А и В и ако се развијат ќе се добие сл. 31.5, чија конструкција е јасна од цртежот. На сликата дебелината на лопатката δ е во вистинска големина.

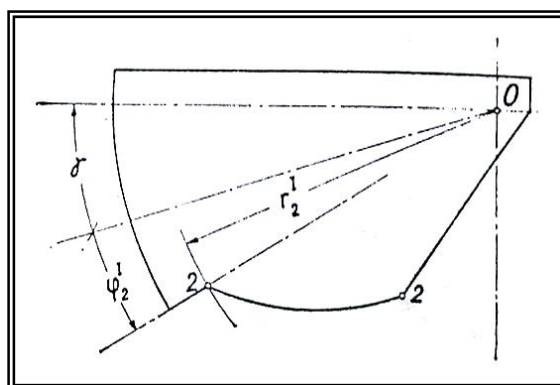
Ако од првиот лак 0-3 сл. 31.4. којшто служи за влезна ивица, се нанесе чекорот $t^\circ = 360^\circ / Z_2$ ќе се добие првиот лак за следната лопатка, која не е прикажана.



Слика 31.4

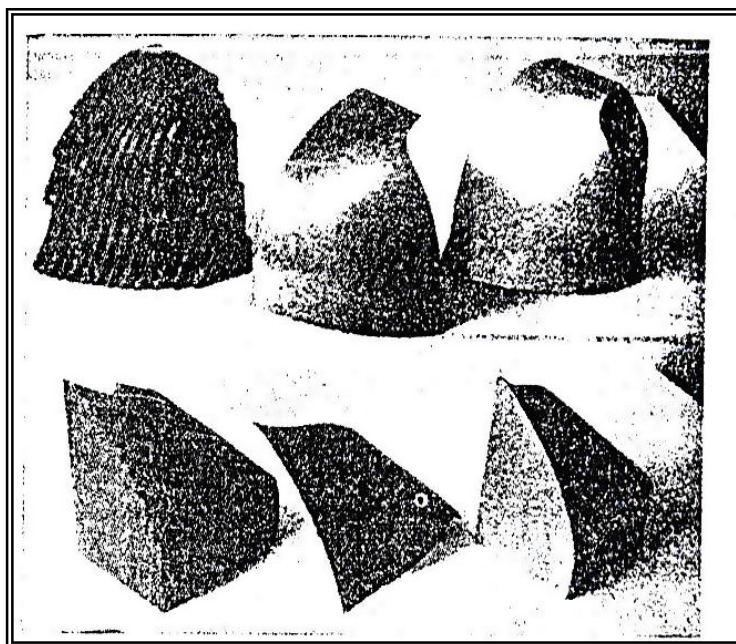


Слика 31.5

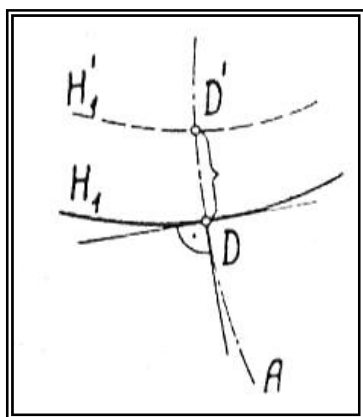


Слика 31.6

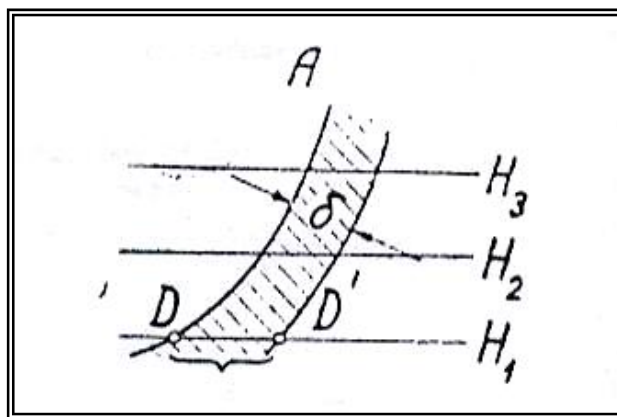
Хоризонталната проекција заедно се пресеците А и В во сл. 31.5 се користи за изработка на моделот за лиење на лопатката. На плоча со дебелина, еднаква на растојанието h помеѓу хоризонталната рамнина, се исцртуваат поединечните хоризонтали, како што е прикажано на сл. 31.6 за хоризонталата 2. Поединечните плочи се центрираат преку оската 0 - 0 и взаемно нормалните оски, нанесени на самиот цртеж, кој е изработен во вистинска големина, и врз плочата. Последните се лепат една над друга и образува дрвен блок, прикажана на сл. 31.7, на кој што останува да се отстранат запците Р прикажани на сл. 31.5, по што се добива мазна лопаткина површина. Јасно е дека, со намалување на дебелината h на плочата расте точноста на изработката.



Слика 3.17



Слика 31.8



Слика 31.9

При константна дебелина на лопатката, како што е прикажано на сл. 31.5. грбот се прави по хоризонталата на лицето, но делот од плочата, кој што е отсечен под линијата 2-2 на сл. 31.6., се задржува и го оформува вториот дрвен блок, а горниот дел од плочата се остранува. Двете површини се поставуваат една спрема друга за агол, еднаков на аголниот чекор. Врз едната од нив се наковува плоча од олово со дебелина еднаква на дебелината на лопатката. Така се оформува кутијата за јадрото, којашто потоа се поставува на струг за оформување на двата профила m_i и m_e .

Кога дебелината δ е променлива, се работи со хоризонталите од грбната површина, чија изградба се врши преку избрана хоризонтална проекција според сл.31.4 и ортогоналните пресеци А и В прикажани на сл.31.5

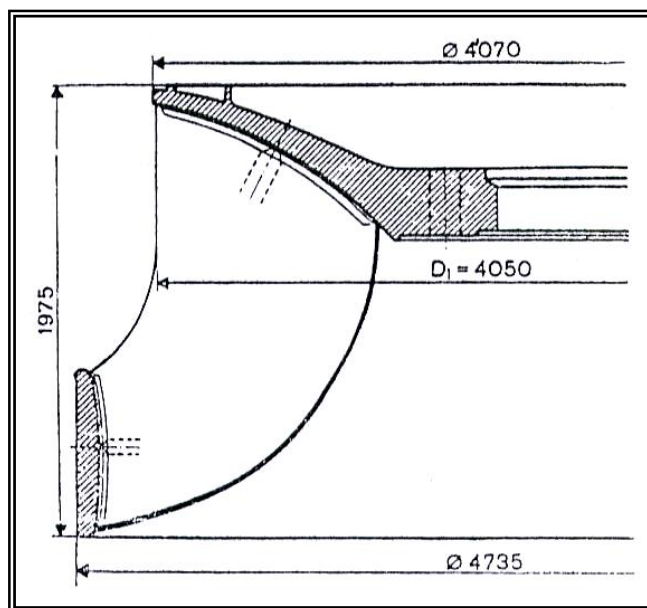
Нека кривата H_1 од сл. 31.8., ја претставува хоризонталата од лицето на лопатката, а кривата А да биде ортогонална на неа, која што поминува преку точката D , и чиешто оформување е прикажана на сл. 31.9. За да се најде точката D' од грбот на лопатката, која што точка лежи врз истата хоризонтална рамнина H_1 и истовремено се наоѓа врз ортогоналната површина А, се нанесува растојанието DD' од сл. 31.9 долж ортогоналната линија А, сл. 31.8. Поврзувањето на неколку точки D' ќе ја образува истоимената хоризонтала H_1' од грбот на лопатката.

При изработка на лопатки од челичен лим се постапува според следниот начин:

Од подготвената дрвена форма се лие шаблон, кој што служи како матрица. Потоа загреаниот челичен лим до усвитување, се поставува во матрицата и под дејство на преса се добива саканата форма на лопатката.

Центрирањето на лопатките од лим во калапот претставува извесна потешкотија. Колку работното коло е помало, толку потешко се запазува ориентацијата на излезните и влезните агли.

Зголемувањето на моќноста на одделните групи на хидраулични машини, турбини и пумпи е поврзано со создавање на работни кола со големи димензии, при што се јавуваат проблеми при производството, од една страна, а исто така и проблеми при транспортот, од друга страна. Решението се состои во тоа што големите елементи ќе бидат изработени во делови. Тука ќе се разгледа производство на работно коло со надворешен дијаметар 4735 mm, моќност 106 MW и нето пад 73,7 m, изработено од фабриката "Ешер Вис" и доставено во Бразил, со сопствена тежина 45 Mg .



Слика 31.10

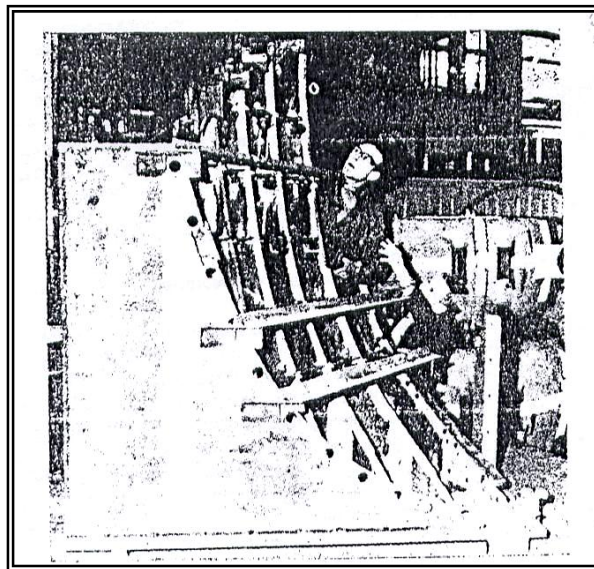
Основните делови на колото се: главчина, која што ја оформува внатрешната меридијанска контура, надворешен венец, кој што ја оформува надворешната меридијанска контура и соодветен број на лопатки. На сл. 31.10 е покажано местото на заварените шевови по должината на двете меридијански контури. За отстранување на евентуални грешки **заварените шевови** се испитуваат ултразвучно, а потоа термички се третираат за да се острнат заостанатите напони. Дополнителното наварување за кавитациската заштита се изведува со нерѓосувачки материјал тип 18/8, а самата главчина и лопатките се изработени од лиен челик тип 25/50 со содржина на јаглород 0,23% за обезбедување на квалитетен завар.

Од економски аспект венецот се изработува од дробенозрнест јаглороден челик со соодветни јакостни карактеристики.

Кај одливките каде што работното коло е од еден дел, технологијата овозможува обработка на струг на сите површини опструјувани од течноста, каде што полирањето на лопаткините површини е наполно достапно пред нивното заварување на самото место. Несомнено се јавуваат дополнителни трошоци за чистење и полирање на заварените шевови.

За постигнување на потребната точност при прицврстувањето на лопатките кон надворешниот венецот се користи шаблон калап, прикажана на сл. 31.11. Тој се комбинира на таков начин, да грбот на лопатката налегнува на неа, како дополнителни разделени калапи дозволуваат контрола на страната на лицето т.е страната на налегнување на лопатката, како и контрола врз формата на присоединетата контура. Подготовката на краевите за заварување на лопатките треба да се обработат внимателно за да се намали можноста од нанесување на големо количество наварен метал.

При монтирањето, лопатките првично се прицврстуваат со куси заварени шевови и откако целото коло е склопено, се започнува со исполнување на врските со заварлив материјал.



Слика 31.11

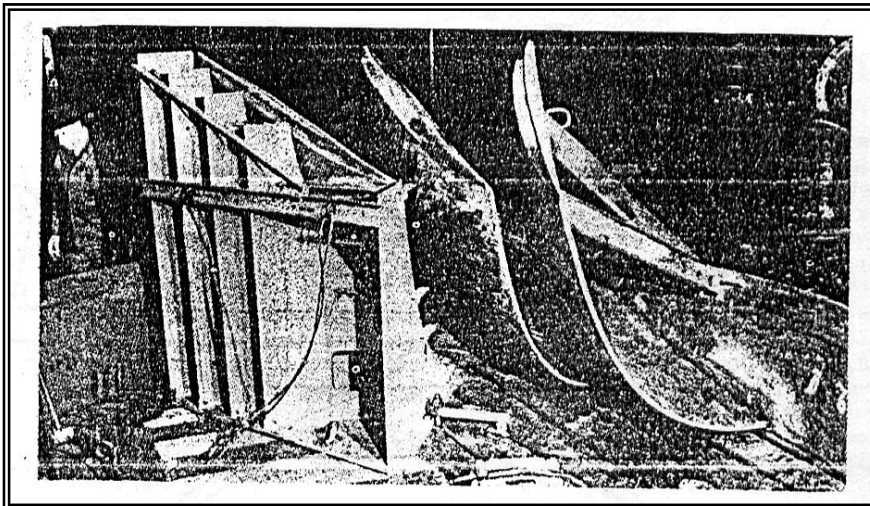
Изградбата на работното коло започнува со редување на лопатките по надворешниот венец со помош на шаблон калапот, како што е прикажано на слика 31.12, каде што се поставени две лопатки, а третата се наредува врз калапот. Положбата на секоја лопатка е обележана претходно врз венецот, а исто така и соодветно се означени на монтажната плоча за конкретното место на шаблон калапот. При овие позиции на лопатките треба добро да се надгледува меѓулопатичното растојание да биде точно според пропишаното. Дозволените отстапувања, кои за разгледуваниот случај не се поголеми од $\pm 1,5\%$ при соодветни големини на отворот помеѓу две последователни лопатки од 200 до 300 mm.

Откако ќе бидат наредени сите лопатки врз надворешниот венец, последна се монтира главчината и се пристапува кон целосно заварување на цврстите врски.

Поради високите оптоварувања во завршните заварени врски не треба да се дозволуваат дефекти. За да се намалат напрегањата, кои се добиваат за време на заварувањето, а заедно со тоа и опасноста за добивање на пукнатини, се ограничува количеството на топлинска енергија при поставување на средните слоеви до 10 000 J и температура помеѓу одделните слоеви на варот до 250°C .

Заварувањето се извршува со полуавтомат во заштитна средината од CO_2 . Ова дава можност да се осигура голема моќност на заварување и освен тоа се намалува опасноста од замрзнување на сидот со примеси и особено со сулфур. Тоа е особено важно за случаите, при кои се извршува вшмукување на мали каверни во челичната одливка или на неспоените места во плочите.

Освен тоа тесниот и длабок електричен лак има, општо земено, подобро дејство.



Слика 31.12

За електрода се користи гола (ненамотана) жица со дијаметар 1,2 mm, чии што јакосни квалитети го надминуваат оние на основниот материјал. Јакосните квалитети на наварениот метал се проверуваат на ударна цврстина.

Последната се определува по Шарпи - V засек со цврстина $13kg.m/cm^2$ при $0^{\circ}C$. За константно зголемување на напрегањата на притисокот треба да се овозможи рамномерно зголемување на обемот на варот и треба да се даде големо внимание на редоследот на заварувањето. Овој услов се обезбедува преку многукратното вртење на работното коло во текот на процесот на заварување.

ГЛАВА 3

РЕАКЦИСКИ РАБОТНИ КОЛА

3.1. ОФОРМУВАЊЕ НА МЕРИДИЈАНСКИОТ ПРЕСЕК

Оскиносиметричните канали го претставуваат ограничувањето од меридијанските контури m_i и m_e ротациониот простор, во кое се распоредени спроводните лопатки, лопатките на работното коло и почетокот на дифузорот. Правилното оформување на контурите има многу важна улога за доброто дејство и ефективноста на машината. За жал, соодветната литература не располага со веродостојни и сеопфатни податоци во врска со ова, тоа претставува до извесен степен тајна информација на одделни фабрики, кои не ја публикуваат. Тука се даваат информативни податоци во врска со ова, коишто овозможуваат да се димензионира еден метод, чиешто експериментирање овозможува да се корегираат меридијанските контури со цел да се постигне поголема ефикасност на работното коло. Подолу во текстот се разгледуваат реакциските турбини, и се започнува со најшироко распространетата турбина Францис, којашто е и најмоќната водна турбина во светот од 500 MW, изградена во Ленинградската машинско-градежна фабрика и монтирана во Краснојарската ХЕЦ на СССР.

3.2. МЕРИДИЈАНСКИ ПРЕСЕК НА РАБОТНОТО КОЛО КАЈ ФРАНЦИС ТУРБИНИТЕ

Успешно формираните меридијански контури даваат можност протокот да преминува од радијален правец во аксијален правец со минимални манометарски загуби, кои што од своја страна се пропорционални на меридијанската брзина и обратно пропорционални на радиусот на кривината. Според тоа, од интерес е каналот да се направи поширок и со поголеми радиуси. Тоа би овозможило поголем к.п.д., но машината добива поголеми димензии, како резултат на што се доведува за тешка и скапа конструкција.

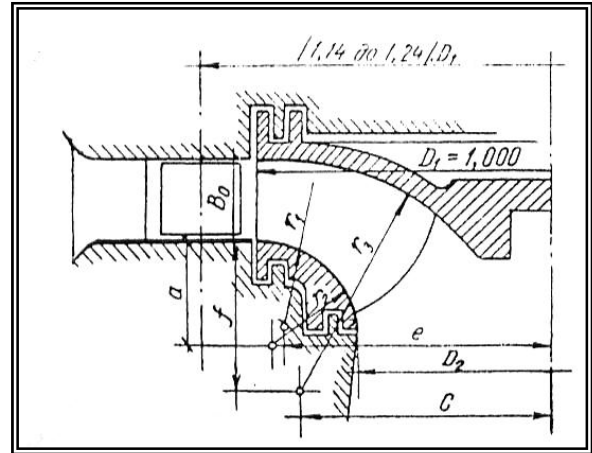
Големите брзини на струење во осносиметричниот канал и малите радиуси бараат мала машина, но со помал к.п.д. Најдобар показател за вредностите на споменатите величини за разгледуваната турбина е искуството. Ленинградската машинско-градежна фабрика дава податоци во таа насока, реномирани и публикувани [18], каде во форма на табели, придружени со соодветни скици (слика 32.1 и 32.2), се наведени податоците за конструкцијата.

Корисни податоци во таа насока даваат коефициентите на брзина [19], прикажани во графичка форма како на слика 32.3 во зависност од специфичниот број на вртежи; во соодветниот израз за n_s моќноста е изразена во kW.

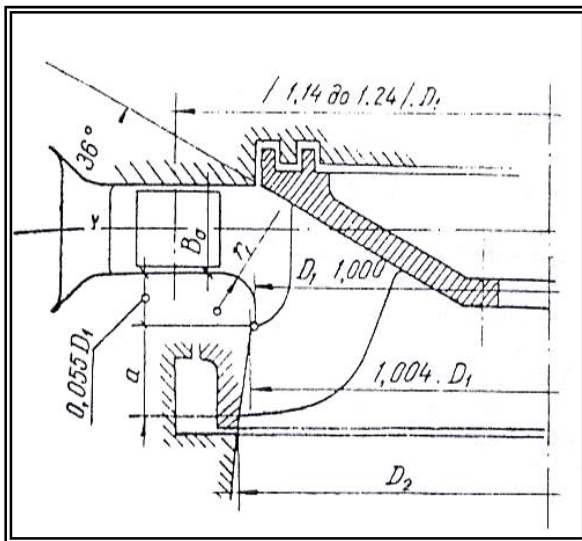
Од суштинско значење за дејството на турбината е излезниот пресек, определен од дијаметарот D_{2e} , каде при нормален режим на турбината $c_{u2} = 0$; последователно $c_{m2} = c_2$. За турбини од типот Францис важи:

$$K_{c_{m2}} = \frac{110 + 0,82n_s}{1000} \quad (1)$$

Тип	Φ 246	Φ 41	Φ 15
n_s	65	90	200
B_0	$0,0833 D_1$	$0,156 D_1$	$0,1053 D_1$
D_2	$0,573 D_1$	$0,725 D_1$	$0,711 D_1$
a	$0,235 D_1$	$0,208 D_1$	$0,242 D_1$
e	$0,445 D_1$	$0,50 D_1$	$0,477 D_1$
c	$0,406 D_1$	$0,533 D_1$	$0,455 D_1$
r_1	$0,235 D_1$	$0,103 D_1$	$0,111 D_1$
r_2	$0,158 D_1$	$0,171 D_1$	$0,463 D_1$
r_3	$0,331 D_1$	$0,49 D_1$	$0,447 D_1$



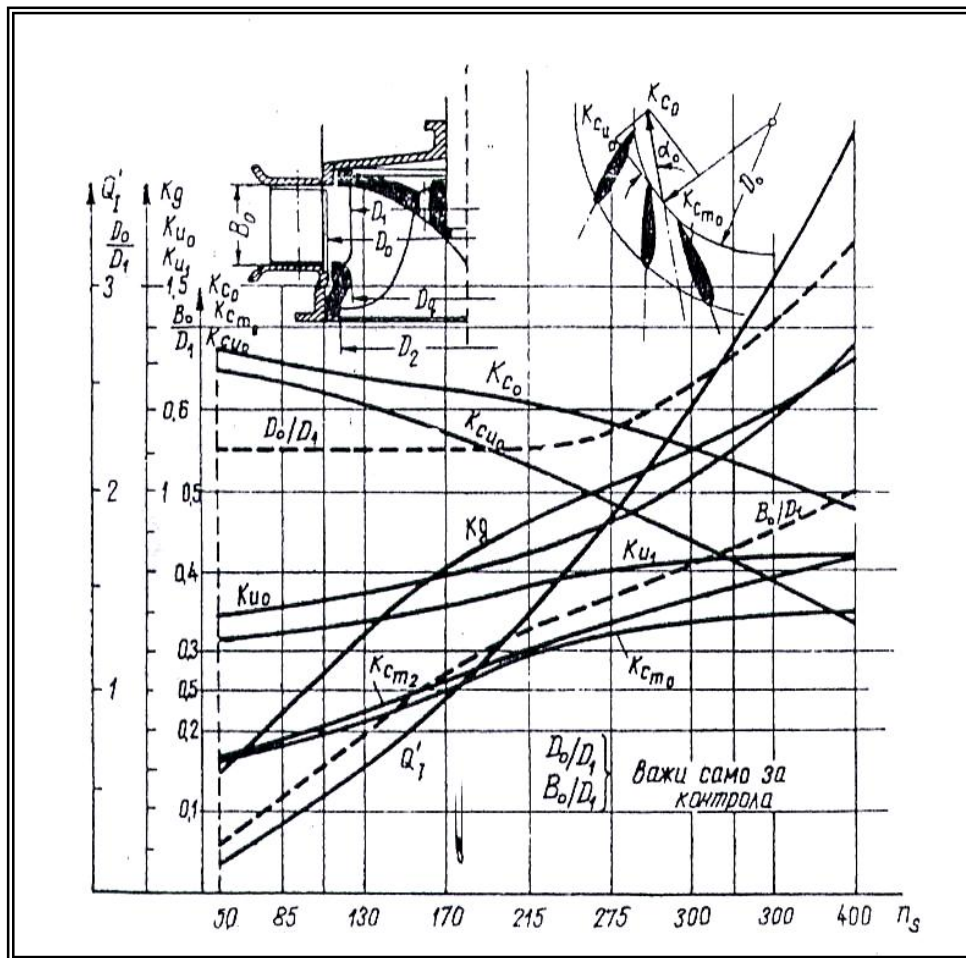
Слика 32.1



Слика 32.2

Тип	Φ 60	Φ 82	Φ 211	Φ 110	0123
n_s	130	175	200	215	230
B_0	$0,2 D_1$	$0,2 D_1$	$0,3 D_1$	$0,36 D_1$	$0,36 D_1$
D_2	$1,004 D_1$	$1,025 D_1$	$1,09 D_1$	$1,085 D_1$	$1,08 D_1$
a	$0,195 D_1$	$0,190 D_1$	$0,190 D_1$	$0,185 D_1$	$0,181 D_1$

За да се намалат загубите од преостанатата брзина при излезниот раб на работното коло, се зголемува D_{2e} . При избрана аголна брзина зголемувањето на дијаметарот предизвикува зголемување на релативната брзина w . Со ова се зголемуваат загубите од триење, т.е. се намалува к.п.д.



Слика 32.3

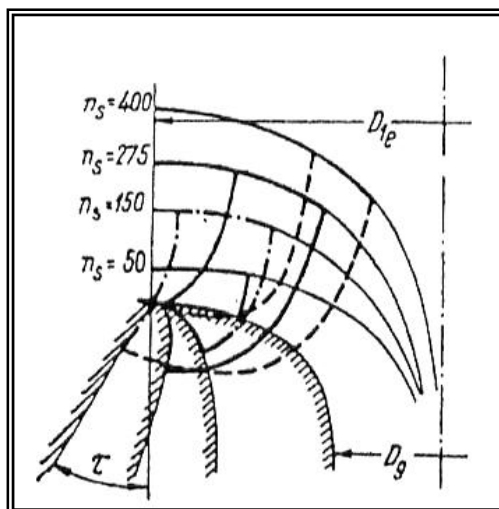
Суштинската улога при оформување на надворешната контура има аголот τ , којшто при чисто меридијанско струење на флуидот не треба да надминува 8° . Во пракса сепак флуидот има вртложно струење, кое што е многу подолго од меридијанската линија; како последица на тоа реалниот агол на просторниот дифузор е помал од прикажаниот во меридијанската рамнина. Ако се има предвид изложеното, за оптимална вредност на τ може да се прифати и агол од 0° до 18° .

За да биде во состојба турбината да даде максимална моќност, неопходно е таа да може да прими максимален проток Q_{\max} , којшто секогаш е различен од нормалниот Q_n . Турбината која работи со променливо оптоварување, секогаш се пресметуваат со проток Q_n , определен како

$$Q_n = Q_{\max} / \delta$$

каде вредноста на δ е околу 1,05 за големи n_s и 1,15 за мали n_s .

Сликата 32.4 дава споредба на формата на меридијанските контури од различните типови на Францис турбини, карактеризирани со соодветните n_s .



Слика 32.4

3.3. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ, ПРОТОЧЕН ДЕЛ И ИСЦРТУВАЊЕ НА ЛОПАТКАТА

На сликата 33.1 покажани се основните димензии, коишто ги карактеризираат **проточниот дел** и **работната лопатка** на Францис турбината. Во четврта глава се дадени теоретските заклучоци за безвртложното струење, формата и местоположбата на влезниот и излезниот раб, но по однос на формата на меридијанските контури m_i, m_e конструкторите користат исклучиво податоци од моделот, добиени од веќе постоечки турбини или изградени модели. Во разгледуваниот случај се користи [20] статистички материјал, собран од изучувањето на голем број изведени современи конструкции на турбини, чијшто к.п.д. се наоѓа на глобално ниво, кое цели кон можниот максимум од 92% [24].

За разлика од класичната теорија, којашто ги типизира и димензионира турбините, поаѓајќи од специфичниот број на вртежи n_s , во последно време [21] тенденција е да се работи со бездимензионални броеви, од кои некои не се ништо друго освен реципрочни вредности на квадратите од соодветните коефициенти на брзина. Друг начин нема, бидејќи согласно теоретските заклучоци за зачувување на константен к.п.д. помеѓу моделот и оригиналот треба да постои еднаквост на соодветните коефициенти на брзината.

Во таа релација на замена на коефициентите на брзината со друг вид на бездимензионални коефициенти се јавува неопходноста од промена на карактеристичниот специфичен број на вртења n_s со **специфичниот број на вртежи** n_o , определен од бездимензионалните коефициенти φ и ψ , како што следува:

$$n_o = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{\omega(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}}, \quad (1)$$

кадешто:

ω претставува аголна брзина во rad/s ;

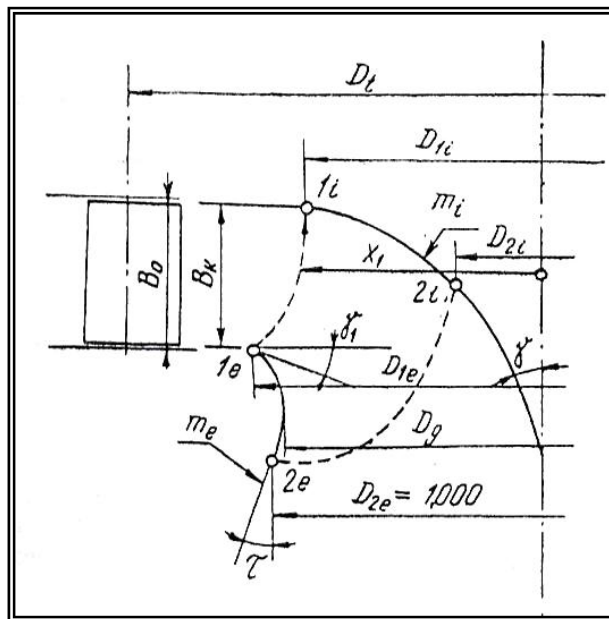
φ се нарекува **коэффициент на протокот**, определен од:

$$\varphi_{2e} = \frac{c_{m_{2e}}}{u_{2e}} = \frac{Q}{\pi R_{2e}^2 \omega R_{2e}}; \quad (2)$$

ψ **коэффициент на притисокот**, определен од:

$$\psi_{2e} = \frac{2gH}{U_{2e}^2} = \frac{2gH}{(\omega R_{2e})^2} = \frac{1}{Ku_{2e}^2}; \quad (3)$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad u_{2e} = \omega R_{2e};$$

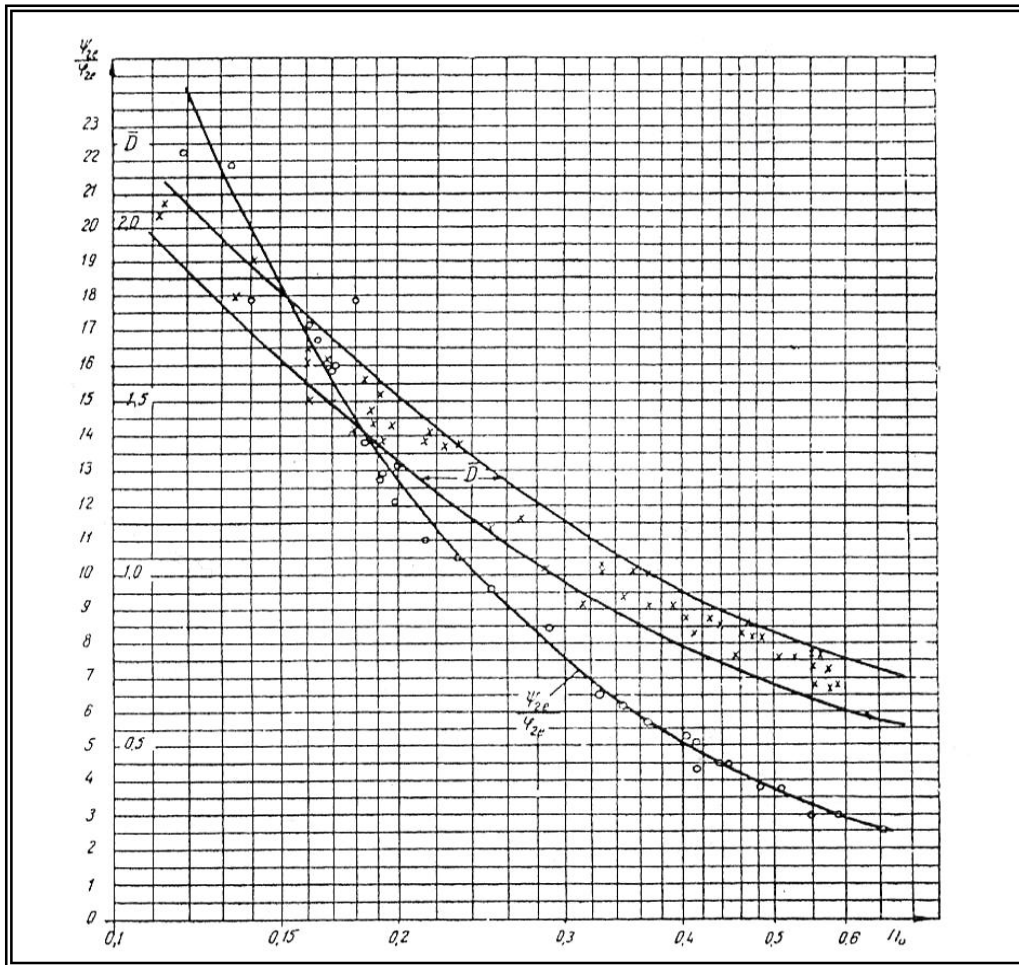


Слика 33.1

H е нето пад во mVS (метри воден столб)

Q проток во m^3/s

$K_{u_{2e}}$ коэффициент на периферната брзина за точката 2e од слика 33.1, чија што периферна брзина е ωR_{2e}



Слика 33.2

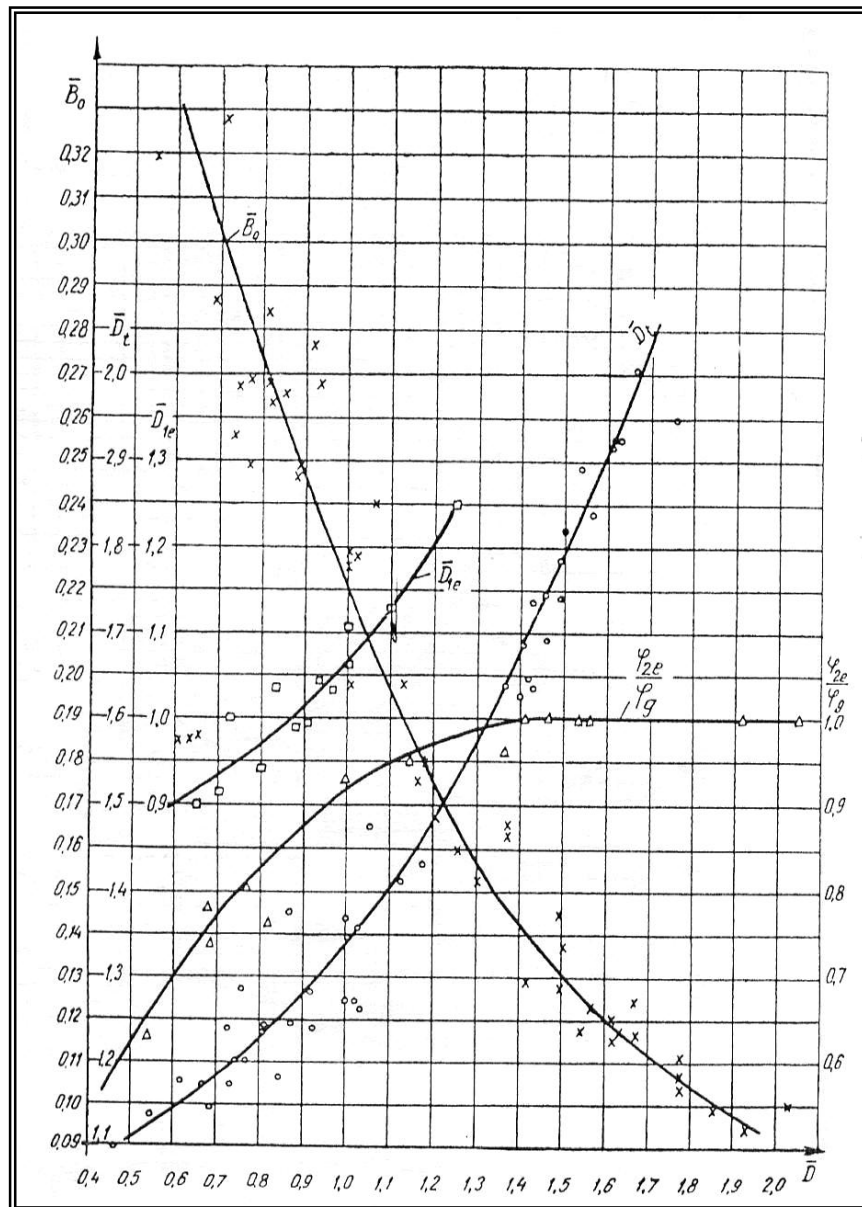
Од равенката (2) се пресметува вредноста на **номиналниот радиус**:

$$R_{2e} \equiv \frac{D_{2e}}{2} = \left(\frac{Q/\pi}{\varphi_{2e} \omega} \right)^{1/3} \quad (4)$$

Друг значаен бездимензионален број, неопходен за оформување на проточниот канал и за самата лопатка, е **односот на дијаметрите**, означен со:

$$D = D_{i_i} / D_{2e} \quad (5)$$

која што го определува местото на точката I_i , кога е познат дијаметарот D_{2e} .



Слика 33.3

Студијата на голем број турбини во експлоатација, чиј што к.п.д. е на светско ниво, покажува, дека постои параболична врска помеѓу коефициентите \bar{D} и η , прикажана на слика 33.2 во тесна зона, ограничена од две криви и исполнета со точки, коишто претставуваат поедини турбини во експлоатација.

Висината на спроводниот апарат B_g , дијаметарот на најтесниот дел D_g , аглите γ, γ_1, τ и радиусите на меридијанските контури претставуваат значајни димензии за оформување на проточниот канал, затоа тие се определуваат со посредство на бездимензиски коефициенти.

Во таа насока конкретно за контурите m_i, m_e на ротационата површина се дадени детални упатства во 34.

Од равенката (1) се пресметува специфичниот број на вртежи, а потоа од сликите 33.2 и 33.3 се отчитуваат потребните бездемензионални броеви за димензионирање.

Податоците во врска со радиусите на закривување се недоволни, исто како и за аглие прикажани на слика 33.1. Од спроведените истражувања следува дека аголот τ е еднаков на нула, во случај кога $\bar{D} \geq 1,36$, а при вредност за $\bar{D} < 1,36$ се применува емпириски изведениот израз:

$$\tau = 34 - 25, \bar{D} \text{ во степени} \quad (6)$$

Треба да се напомене, дека при разгледуваните конструкции аголот е $\gamma = 30^\circ$, а кога $\bar{D} \leq 0,7$, истиот е околу 25° .

Висината на спроводниот апарат B_o се определува од бездимензионалниот коефициент \bar{B}_o , чиешто вредности се дадени на слика 33.3, кад што:

$$\bar{B}_o = B_o / D_{2e} \quad \text{или} \quad B_o = \bar{B}_o D_{2e} \quad (7)$$

додека висината на работното коло \bar{B}_k се зема како еднаква на висината на спроводниот апарат, кога $\bar{D} \leq 1,15$. За вредности на $\bar{D} > 1,15$ оваа висина се пресметува по изведениот емпириски израз:

$$\bar{B}_k = \bar{B}_o - 0,003\bar{D} \quad (8)$$

Дијаметарот D_{1e} се определува од соодветниот бездимензионален број D_{1e} од слика 33.3, кога $\bar{D} < 1,25$. За вредности на $\bar{D} > 1,25$ се прифаќа $D_{1e} = D_{1i}$. Се напоменува, дека:

$$D_{1e} = D_{1i} / D_{2e} \quad (9)$$

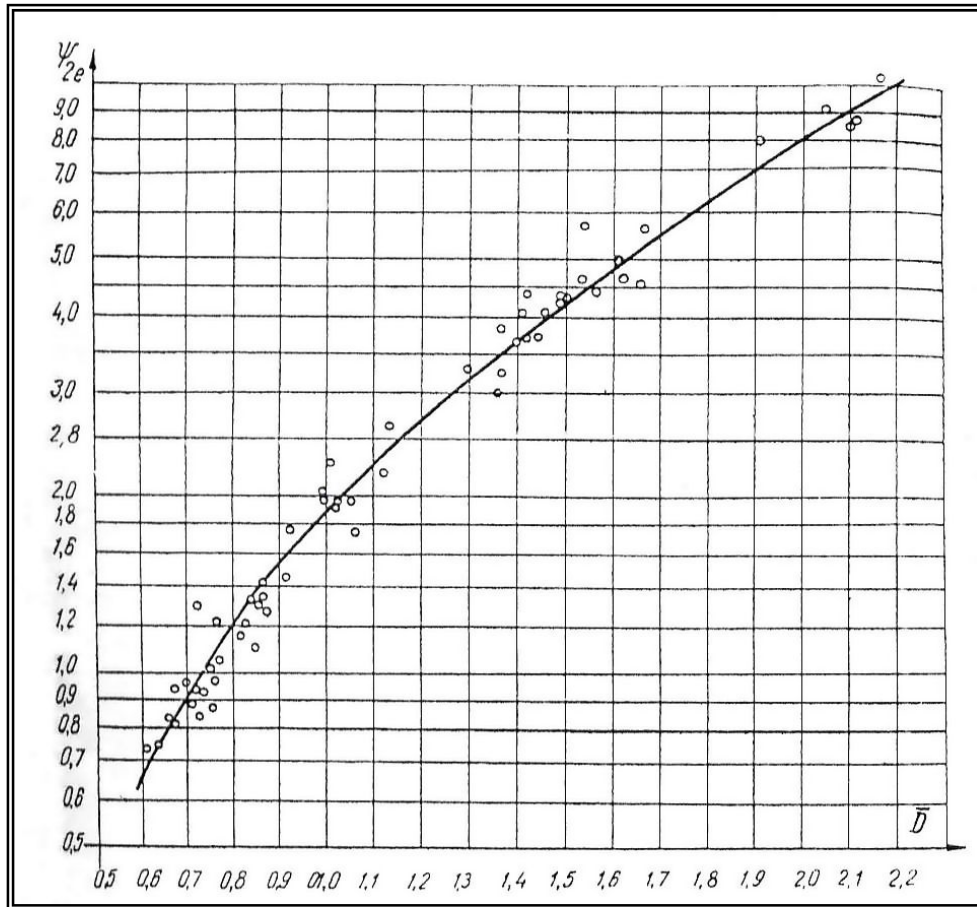
После избор на димензиите на колото во функција од дијаметарот D_{2e} останува да се пресмета неговата реална вредност. За ова се определува вредноста на коефициентот на притисок ψ_{2e} за соодветната турбина по слика 33.4 и се наоѓа вистинскиот дијаметар D_{2e} по равенката (10.13), изразена за D_{2e} :

$$D_{2e} = \frac{84,5 K_{u2e} \sqrt{H}}{n} = \sqrt{\frac{84,5}{n}} \sqrt{\frac{H}{\psi_{2e}}} \quad (10)$$

каде што H е во $[m]$, n е во vrt/min и D_{2e} е во $[m]$, добиениот резултат се контролира по слика 33.2 од зависноста:

$$\psi_{2e} / \varphi_{2e} = f(n_0) \quad (11)$$

која е изградена, исто така врз основа на истражувањето на изведени конструкции на турбини.



Слика 33.4

Односот на равенката (11) се формира според равенките (2) и (3), а гласи:

$$\frac{\psi_{2e}}{\varphi_{2e}} = \frac{2gH}{(\omega R_{2e})^2} \cdot \frac{\pi \cdot \omega \cdot R_{2e}^3}{Q} = \frac{30 \cdot 2g \cdot H \cdot R_{2e}}{Q \cdot n}$$

Оваа равенка се решава преку R_{2e} . После извршувањето на сите активности се добива:

$$D_{2e} = 2 \cdot R_{2e} = 0,0034 \cdot \frac{Q \cdot n \cdot \psi_{2e}}{H \cdot \varphi_{2e}} \quad (12)$$

Бидејќи H и Q се познати, а n се определува претходно од кавитациските и други услови, предметниот однос по слика 33.2 го дава бараниот дијаметар D_{2e} , пресметан по равенката (12).

Дијаметарот на најтесниот дел D_g ја одредува моќноста на турбината. Се пресметува од кривата φ_{2e} / φ_g на слика 33.3. Од равенките за бездимензионалните коефициенти се определува изразот за D_g , а во зависност од φ_g чија што вредност се отчитува од графикот, имено:

$$D_g = 2R_g \sqrt[3]{\frac{30}{\pi^2} \frac{Q}{n\varphi_g}} = 2,92 \sqrt[3]{\frac{Q}{n\varphi_g}} \quad (13)$$

Влезната и излезната ивица на лопатката е определена од точките $1e, l_i, 2e, 2i$. Од изложеното следува, дека само точката $2i$ од слика 33.1 останува неопределена. Нејзината местоположба се избира преку просториниот агол во хоризонтална проекција на најнадворешната линија на протокот, определена по познати методи, се прифаќа приближно еднаков на аголот за линијата на токот m_i , или поголем од 2° до 12° од таа на најнадворешната линија на токот m_e .

Од друга страна, во 27 се докажува, дека влезната ивица во меридијанската проекција треба да се совпаѓа со еквипотенцијалната линија, а излезната ивица да одговара на условите за спречување на напречната циркулација, т.е

$$\frac{x_1^2 c_{m1} c_{u1}}{S_o} = const \quad (14)$$

каде x_1 претставува радиус на струјата за точката од влезната ивица и разгледуваната линија на токот со меридијанска брзина c_{m1} и периферна брзина c_{u1} во разгледуваната точка од влезната ивица. S_o е статичкиот момент на линијата на протокот помеѓу влезот и излезот на лопатката. Јасно е, дека кога турбината е бавноодна и влезната ивица е паралелна со оската на вртење, равенката (14) се сведува на $S_o = const$.

Вообичаено е во хоризонтална проекција излезната ивица да биде или по радиус, или права, која ќе ги тангира по кружница со центар на оската на вртење на турбината. Усвојувањето на оваа позиција за излезна ивица може да предизвика извесно отстапување од еквипотенцијалната линија на влезот. (за различните можни положби на влезната и излезната ивица види сл. 31.1)

3.3.1. Исцртување на меридијанскиот пресек на лопатката

Кон исцртување на влезната ивица практично се пристапува, кога од избраниот дијаметар D_i се повлекува линија до точката l_e од надворешниот венец Е на работното коло. Еден од условите за гарантирано безвртложно движење на протокот е влезната ивица да се поклопува со една од нормалите на линиите на токот. Бидејќи при големи специфични вртежи има суштинска разлика помеѓу n -линиите и внатрешната ивица, од искуство, последниот се исцртува во областа на големите меридијански брзини - во случајот блиску до l_e , по соодветната n -линија, кога се приближува кон l_i може да се дозволи одредено отстапување од n -линијата.

По однос на надворешната ивица не може да се применат истите заклучоци, бидејќи должината на лопатката по линијата на токот m_i ќе се добие многу подолга во споредба со нејзината должина по m_e . Заради тоа се отстапува од точката добиена од искуство $2e$, и се следи n -линијата како централна линија на токот, по што надворешната ивица се отклонува со цел должината на крајните линии на токот да го задоволат емпирискиот израз:

$$s_e \approx 0.65 \div 0.7s_i \quad (15)$$

Со така оформените меридијански контури на лопатките се извршува проверка на сите законитости за кои се зборува во глава 26 до 29 вклучително, како и вредноста на максималната висна висина. Исто така, се проверува дали загубите од преостанатата брзина ќе бидат во дозволените граници, кои се дадени од искуство. Со ова теоретската работа на лопатките е завршена и се остава да се изготви конструктивен цртеж за нејзина изработка. На крај треба да се опфатат најважните елементи, кои ја гарантираат трансформацијата на енергијата. Тоа се аглие β_1 и β_2 , помеѓу лопаткината површина и директрисата на периферната брзина. Бидејќи при вообичаеното проектирање, прифатено во машинството, аглие не се проектираат во вистинска големина, се наложува да се користи конформното пресликување на прочистените површини.

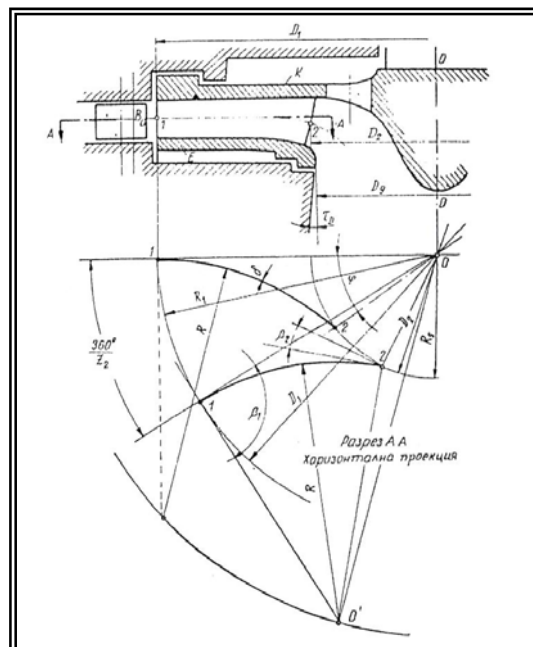
Лопаткината површина е слична за работни кола од средна и голема брзоодност, каде што широчината B_0 на спроводниот апарат е доста голема во споредба со дијаметарот D_1 . При бавноодни турбини широчината B_0 е незначителна во споредба со дијаметрот D_1 и лопатката е долга и тесна. Малата широчина дозволува кривината на лопатката да биде во една насока и може да се каже дека има **цилиндрична форма**, како што може да се види на слика 33.5, каде што цилиндричната површина со оската, е паралелна на оската на вртење, и има за директриса лакот 1-2.

Скелетните линии на крилните профили по должина на разгледуваните линии на токот, прва, трета, петта и.т.н., се определуваат по теоријата на струење т.е метод на моќност, како и по методата на карактеристики дадени во глава 33.

а. Исцртување на лопатки со цилиндрична форма, најпрво се поставува потенцијална мрежа помеѓу меридијанските контури, кои што оформуваат осносиметричен канал. Заради малиот проток и малата широчина на работното коло се разгледува само средната линија на токот, бидејќи другите линии остануваат речиси паралелни на неа. Од кажаното следува дека движењето на течноста се извршува помеѓу два паралелни зида.

После избирање на местоположбата на внатрешната и надворешната ивица на лопатката во меридијанскиот профил се пристапува кон исцртување на хоризонталната проекција на лопатките, т.е пресек А-А (слика 33.5). Аглите β_1 и β_2 се познати од триаголниците на брзини, а просторниот агол φ се пресметува од законот за трансформација на енергијата. Конструкцијата на просторните лопатките во хоризонтална проекција е јасна од сликата. Точката 1 се зема на произволно избрано место на круг со дијаметар D_1 , а местоположбата на надворешната ивица 2 се избира од аголот φ .

Бројот Z_2 на лопатките го определува аголниот чекор, т.е аголот помеѓу две последователни лопатки. Радиусот R се избира така што исцртувањето на лопатките да помине низ точките 1 и 2, и истовремено да се запазат аглите β_1 и β_2 .



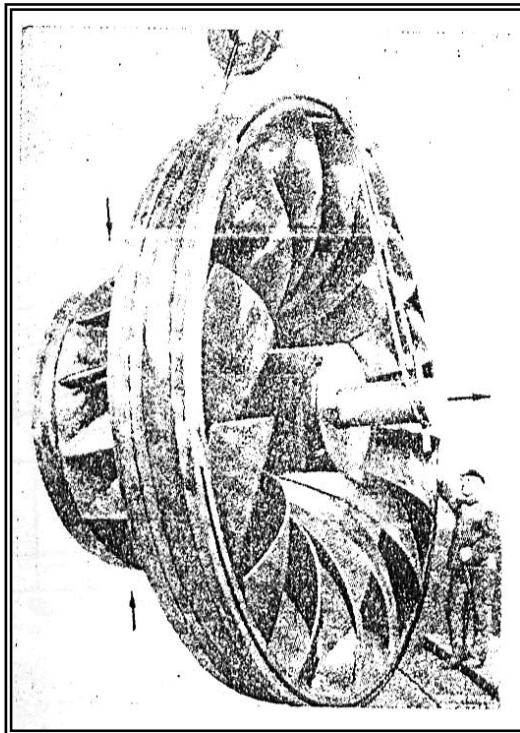
Слика 33.5

За да се води сметка за ограничен број на лопатки, неопходно е да се зајакне кривината на лопатките кон нејзината средина, т.е да се намали радиусот R , без да се намали просторниот агол φ . За таа цел се опишува скелетна линија од крилниот профил. Тоа води до намалување на аголот β_2 и зголемување на аголот β_1 ; при пумпа-обратно: точна вредност на таа корекција на аглите може да се избере само после долгогодишно испитување. Во литературата се среќаваат најразлични експериментални изрази, како што се дадени на крај во глава 13.

При непозната вредноста на аголот φ , лопатката може да се оформи преку единствен радиус (пресметан по добиениот израз, чиј доказ е изведен од слика 33.5), земајќи ги во обзир триаголниците $00'1$ и $00'2$. По Карно се определува $00'$ која претставува должина на два триаголници истовремено, двете вредност се изедначуваат и добиената равенка се решава преку бараниот радиус R за опишување на лопатката, имено:

$$\begin{aligned} 00' &= R^2 + R_1^2 + 2RR_1 \cdot \cos(180 - \beta_1) = R^2 + R_1^2 - 2RR_1 \cdot \cos \beta_1 \\ 00' &= R^2 + R_2^2 + 2RR_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) = R^2 + R_2^2 - 2RR_2 \cdot \cos \beta_2 \\ R_1^2 - R_2^2 - 2R(R_1 \cos \beta_1 - R_2 \cos \beta_2) &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$R = \frac{R_1^2 - R_2^2}{2(R_1 \cos \beta_1 - R_2 \cos \beta_2)}$$



Слика 33.6

б. Исцртување на лопатка со просторно закривена површина (слика 33.6) се изведува по два метода. Првиот е преку конформно пресликување. Аглите се проектираат во вистинска големина. Апсолутно е неопходно да се запазат аглите при влезната и излезната ивица, со кои се правени пресметките, јасно, овој метод е најточен, но за сметка на тоа пак е поврзан со многу сложени и долги пресметки.

По вториот метод лопаткината површина се гради исто по точки, како и при конформното пресликување, но се работи исклучително само со законитости од трансформацијата на енергија, покажано во глава 29.

Исцртувањето на скелетната линија за двата вида лопатки, со цилиндрична површина и со прочистена површина - подразбира добивање на соодветен крилен профил за дадените големина Q , H и n на проектираната турбомашина, кои што се пропишани во специјална техничка литература (слика 38.10).

При турбини со мали моќности, дебелината на лопатката е само неколку милиметри од јакостните граници. Таа може да се оформи во калап од лим. Во тој случај лицето и грбот претставуваат две идентични површини кои се совпаѓаат со површината оформена од скелетните линии на одделните струјни линии.

3.4. ДИМЕНЗИОНИРАЊЕ НА РАБОТНОТО КОЛО НА ФРАНЦИС ТУРБИНА ПО МЕТОД НА ПРОФ. Т. БОВЕ

3.4.1. Основни податоци

Проучувањето на лопатките на работното коло на дадена водена турбина се заснова на главните карактеристики на турбините при оптимален режим на работа, кои што соодествуваат на максималниот к.п.д. Тие се:

H – нето пад на турбината во метри $[m]$

Q – расположлив проток на турбината во $[m^3 / s]$

ω – аголна брзина на вртење $[rad / s]$

Како што е познато, лопатките се распоредени во ротациониот простор, ограничен со меридијанска слика со посредство на четири криви: две контури m_i, m_e , внатрешна ивица $l_i - l_e$ и надворешна ивица $2i - 2e$ (слика 33.1).

Методата се состои од исцртување на споменатите четири криви, после тоа се пристапува кон оформување на самата лопатка.

n_0 – специфичен коефициент на вртежи - равенка(33.1)

φ – коефициент на проток - равенка(33.2)

R_{2e} – номинален радиус - равенка(33.4)

ψ – коефициент на притисок - равенка(33.3)

Номиналниот радиус R_{2e} при надворешната ивица ја ограничува големината на каналот и истовремено ја определува најодалечната точка од надворешната ивица.

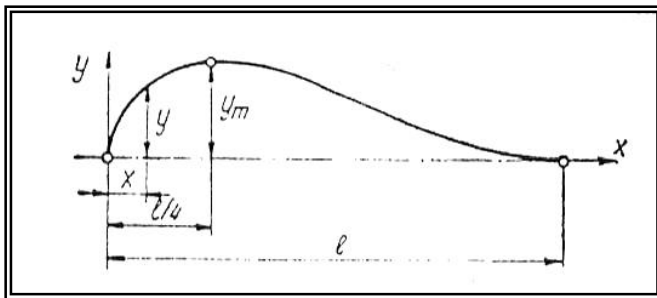
3.4.2. Истражување на ротациона аксијално симетрична површина за лопатките на работното коло

Предметното истражување се извршува во три етапи - на прво место е формата на каналот, неговата големина и последно внатрешната и надворешната ивица на лопатките.

а. Форма на каналот

Тоа се однесува само на формата, но не и на големината на каналот, одделните коефициенти може да се дадат во бездимензионален облик, како однос кон номиналниот радиус R_{2e} на одделните димензии од моделот; тие односи се обележуваат со мала буква и се изразуваат како функција од коефициентот на брзината. Тоа имено го прави методот со општ и систематички карактер. Прифатливи вредности за специфичниот коефициент на вртежи n_o при турбина Францис се движат во границите:

$$0,1 < n_o < 0,8 \quad (1)$$



Слика 34.1

Се прифаќа, дека контурите m_e и m_i на меридијанскиот профил (слика 34.1) се пресметуваат преку равенката:

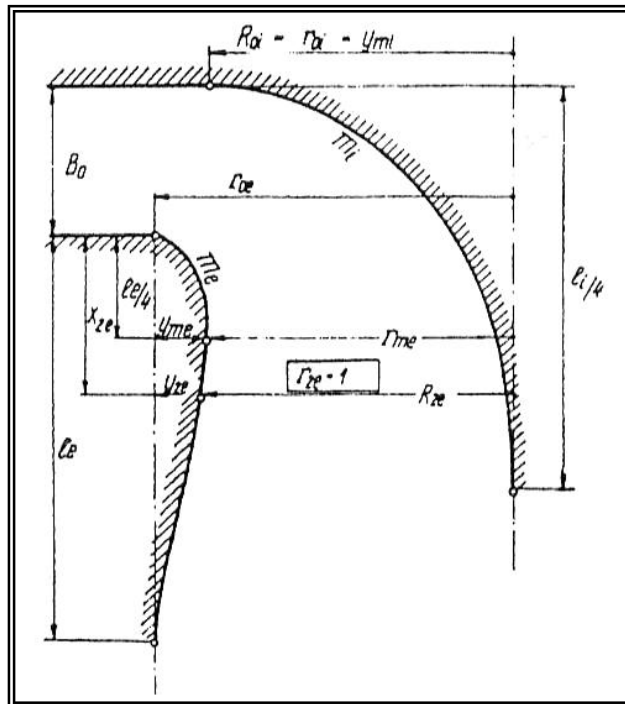
$$\frac{y}{y_m} = \frac{16}{3\sqrt{3}} \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)^3}$$

или

$$\left[\frac{y}{y_m} \right]_{i,e} = \left[3,08 \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \right]_{i,e} \quad (2)$$

Кога равенката (2) не се однесува за модел, туку за оригиналот, тогаш тоа се пишува со големи букви, чиишто вредности ги претставуваат произведените вредности на соодветните мали букви и номиналниот радиус R_{2e} на оригиналот во природната големина, т.е.:

$$\left[\frac{Y}{Y_m} \right]_{i,e} = \left[3,08 \left(1 - \frac{X}{L}\right) \sqrt{\frac{X}{L} \left(1 - \frac{X}{L}\right)} \right]_{i,e} \quad (3)$$



Слика 34.2

Од равенката (3) и од слика 34.2 се гледа, дека исцртувањето на m_i , m_e бара освен познавање на y_{mi} , y_{me} , l_i и l_e од равенката (2) уште и познавање на вредностите на r_{0e} , r_{0i} од слика 34.2.

После спроведени значителни прелиминарни истражувања на изведени конструкции се дошло до следните експериментални зависности:

$$B_0 = 0,8(2 - n_0)n_0 \quad (4)$$

$$r_{0i} = y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{n_0 + 0,08} \quad (5)$$

$$r_{0e} = r_{0i} = \frac{0,493}{\frac{2}{n_0^8}} \text{ при } n_0 < 0,275 \quad (6)$$

$$r_0 = 1,255 - 0,3n_0 \text{ при } n_0 > 0,275 \quad (7)$$

$$l_i = 3,2 + 3,2(2 - n_0)n_0 \quad (8)$$

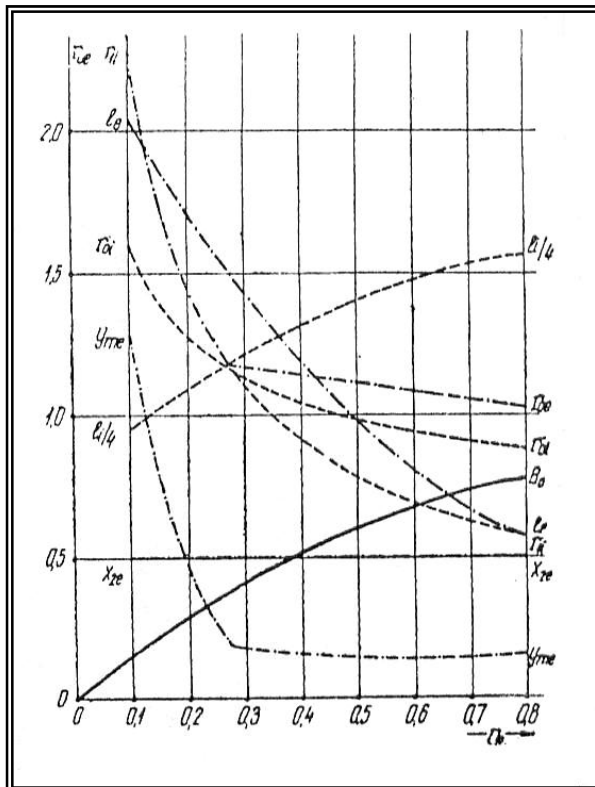
$$l_e = 2,4 - 1,9(2 - n_0) \quad (9)$$

Избор на големината y_{me} , се врши на следниот начин: односот на y_{me} кон y_{2e} (слика 34.2) претставува функција од n_o , која што може да се претстави врз основа на равенката (2), напишана во следниот облик:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e} \right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{l_e} \left(1 - \frac{x_{2e}}{l_e} \right)} \quad (10)$$

Тука треба да се изберат и вредностите на x_{2e} и y_{2e} . За x_{2e} се усвојува константна вредност без оглед на вредноста на n_o - на пример:

$$x_{2e} = 0,5 \quad (11)$$



Слика 34.3

За определен специфичен број на вртење n_o должината од слика 34.1 и равенката (2), односно l_e или l_i , како и височината y_m се определени; следува дека со задавање на произволни вредности на x , се пресметуваат соодветните вредности на y кои ја определуваат надворешната контура m_e односно внатрешната m_i .

Досега разгледуваните карактеристични величини се дадени во бездимензионален облик (слика 34.3) во зависност од n_o во граници од 0,1 до 0,8, а на слика 34.4 се прикажани соодветните меридијански профили на работните кола.

Од слика 34.2 се гледа дека може да се напише:

$$y_{2e} = r_0 - 1 \quad (12)$$

За конкретниот случај се пресметува n_o по равенката (33.1), равенката (9) ја дава вредноста на l_e . Од десната страна на равенката (10) се наоѓа нејзината вредност A , т.е:

$$y_{2e} / y_{me} = A \text{ или } y_{me} = y_{2e} / A \quad (13)$$

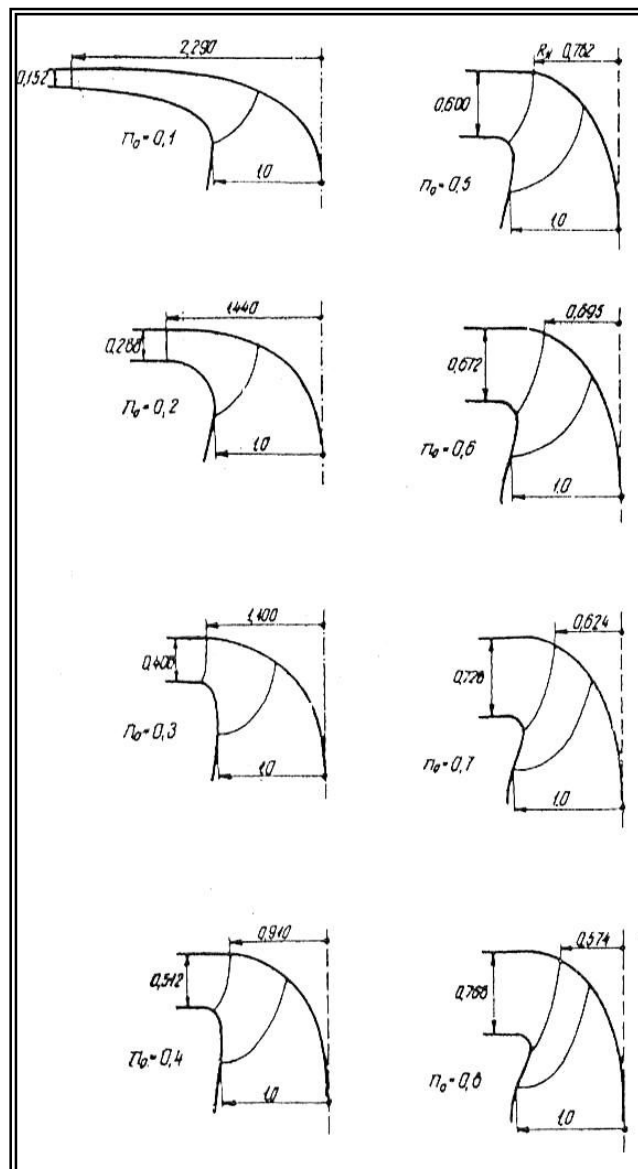
Од слика 34.2 се може да се напише и:

$$r_{me} = r_{0e} - y_{me} \quad (14)$$

б. Големина на каналот

Предметното истражување се ограничува на избраната големина на номиналниот радиус R_{2e} , определен со равенката (33.3) каде што Q и ω претставуваат оптимални карактеристики на турбините т.е.

$$R_{2e} = \left(\frac{Q / \pi}{\varphi_{2e}} \right)^{1/3} \quad (33.3)$$



Слика 34.4

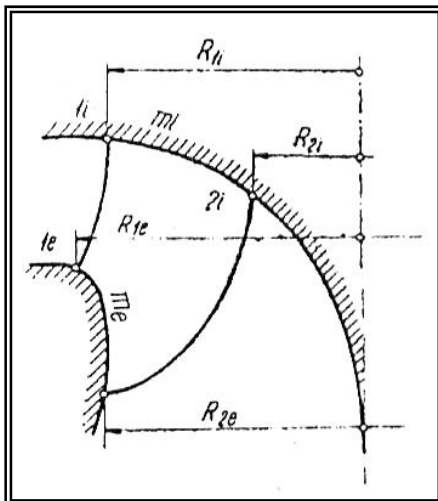
Оптималната вредност на коефициентот на протокот или уште наречен **специфичен проток** φ_{2e} произлегува од резултатите добиени со испитувања на работните кола, исцртани по истиот метод, и одговара на реалниот проток, при кој што коефициентот на полезно дејство е максимален. Многубројните експерименти покажуваат дека специфичниот проток останува константен, не зависно од специфичниот коефициент на вртежи и има приближна вредност:

$$\varphi_{2e} \approx 0.270 \quad (15)$$

в. Влез и излез на лопатката

Експериментите покажуваат дека местоположбата на влезната ивица спрема внатрешната меридијанска контура m_i , т.е. радиусот R_{1i} ја диктира местоположбата на максималниот к.п.д спрема нето падот H , додека пресекот на излезната ивица со надворешна контура m_e т.е. радиусот R_{2e} ја диктира местоположбата на истиот коефициент на полезно дејство спрема протокот Q , слика 34.5. Затоа, за пресметка на предметните два карактеристични радиуси може да се определат два коефициенти кои се условени од типот на лопатките и чии што вредности се потврдени експериментално.

Квадратот од реципрочната вредност на коефициентот на периферната брзина $K_{u,i}$ се нарекува **коефициент на притисок** и се обележува со $\psi_{1,i}$,



Слика 34.5

$$\psi_{1i} \equiv \frac{1}{K_{u_{1i}}^2} = \frac{2gH}{(R_{1i} * \omega)^2} \quad (16)$$

Ако притисокот се определува преку радиусот R_{2e} , тогаш за соодветниот коефициент на притисок по аналогија на равенката ψ_{2e} ќе се добие следниот облик:

$$\psi_{2e} = \frac{2gH}{(R_{2e} * \omega)^2} \equiv \frac{1}{K_{u_{2e}}^2} \quad (17)$$

Коефициентот на проток φ_{2e} определен со равенката (33.2) може да се претстави со следниот облик:

$$\varphi_{2e} = \frac{Q / \pi}{R_{2e}^3 \omega} \quad (18)$$

Всушност коефициентот на протокот определен преку равенката (33.2) претставува однос на меридијанската брзина c_{m2e} кон периферната u_{2e} во однос на излезниот пресек:

$$c_{m2e} = \frac{Q}{\pi R_{2e}^2}; \quad u_{2e} = R_{2e} \omega$$

$$\varphi_{2e} = \frac{c_{m2e}}{u_{2e}} = \frac{K_{em2e}}{K_{u2e}} \quad (19)$$

Експерименталните испитувања покажуваат дека коефициентот на притисокот $\psi_{1,i}$, може исто така да се земе како константен без оглед на вредноста на специфичниот коефициент на вртежи n_0 по равенката (33.1)

$$n_0 = \frac{\omega(Q/\pi)^{1/2}}{(2gH)^{3/4}} \quad (33.1)$$

Ограничените експериментални истражувања покажуваат дека неговата вредност останува во границите 1,65 до 1,8 и евентуално може да достигне до 2.

За моментот се зема:

$$\psi_{1,i} \approx 1,72 \quad (20)$$

Овде може да се земат и други вредности за $\psi_{1,i}$, добиени по равенката 16, кога од соодветниот модел е позната вредноста на K_{u1i} .

Малата вредност на n_0 одговара за бавноодна турбина (слика 34.4). Бидејќи радиусот R_{1i} ја определува големината на работното коло, следува дека дозволување на поголеми вредности за $\psi_{1,i}$, се поинтересни, и понекогаш водат до помали радиуси R_{1i} , а одтука до полесна и поекономична турбина. Не треба да се заборави дека скратувањето на лопатката во нејзината меридијанска проекција ја зголемува опасноста од појава на кавитација.

Од равенката (16) може да се напише:

$$R_{1i} = \left(\frac{2gH}{\psi_{1,i} \omega^2} \right)^{1/2} \quad (21)$$

Според равенките (33.3) и (21) се определуваат основните радиуси на работното коло, чии што оптимални карактеристики се H, Q и ω .

Треба да се напомене дека специфичниот радиус R_{1i} може да се изрази директно преку специфичниот коефициент на вртежи n_0 по равенките (6) и (7):

$$r_{1i} = R_{1i} / R_{2e} \quad (22)$$

Од равенките (21) и (22) се добива:

$$r_{1i} R_{2e} = \left(\frac{2gH}{\psi_{1i} \omega^2} \right)^{1/2} \quad \text{или} \quad r_{1i}^2 R_{2e}^2 = \frac{2gH}{\psi_{1i} \omega^2}$$

Се заменува r_{1i} по равенката (22), потоа оваа равенка се дели со R_{2e}^2 се множи со ψ_{1i} и ако се зема во предвид равенката (16), се добива:

$$\psi_{2e} = \frac{2gH}{(R_{2e} \omega)^2} = \left(\frac{R_{1i}}{R_{2e}} \right) \psi_{1i} \quad (23)$$

Практично исцртување на лопатките. Пред да се пристапи кон исцртување на лопатките по метод на конформно пресликување треба да се корегира аголот β_2 кога ќе се земе предвид дебелината на лопатката δ и ќе се избере нивниот број и материјалот од кој ќе се изработи работното коло. Во дадениот случај има 13 лопатки од аралдит кој претставува материјал од класата на епоксидни смоли. Според составот аралдитот може да се одлива или да се залепи за метал.

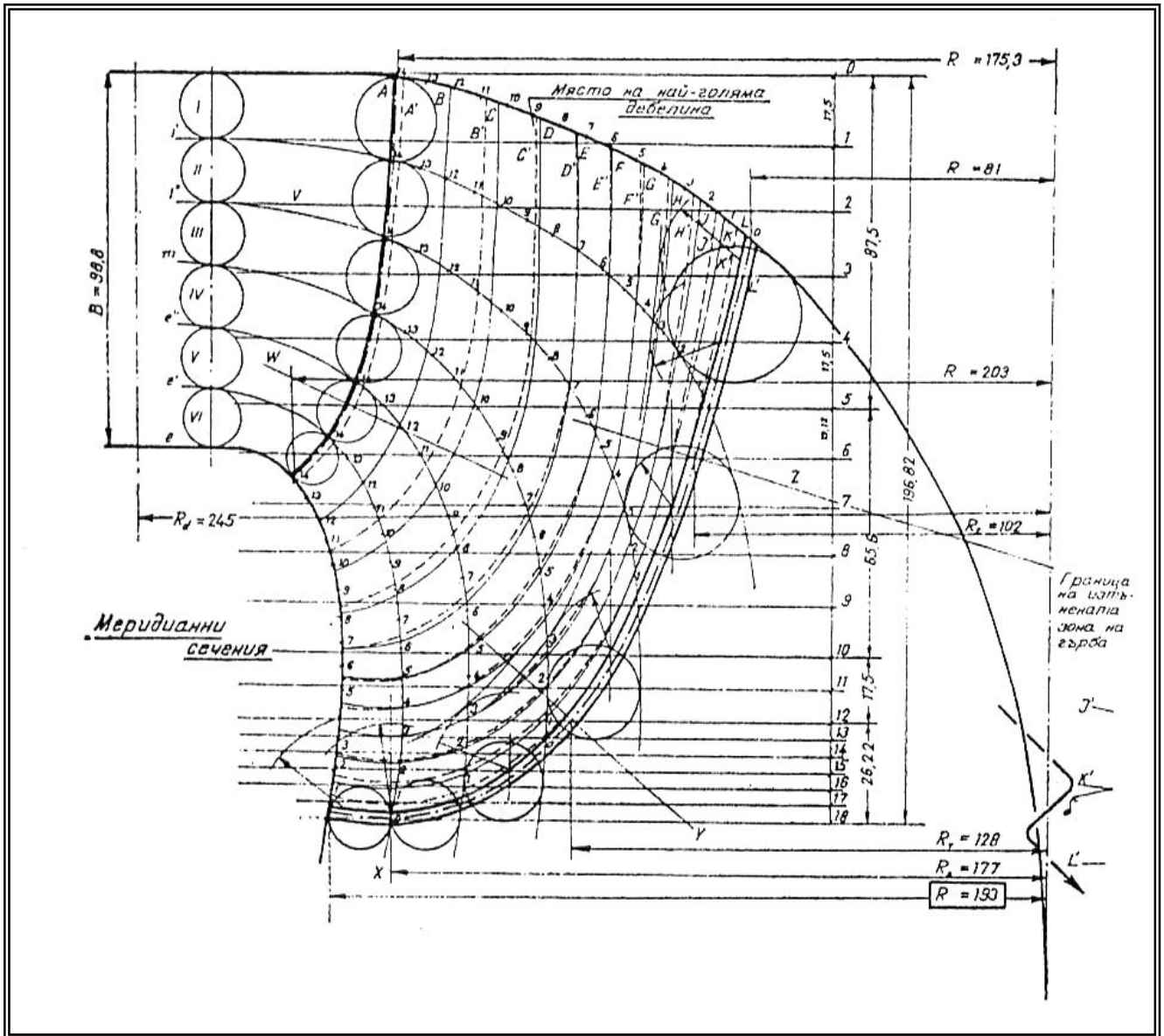
Имајќи ја во предвид големината на лопатката и силите кои се јавуваат, се применува за првата третина од должината и по целата ширина една константна дебелина $\delta_{max} = 8mm$.

На крај на лопатката по должина на излезната ивица се применува исто константна дебелина δ_2 определена од:

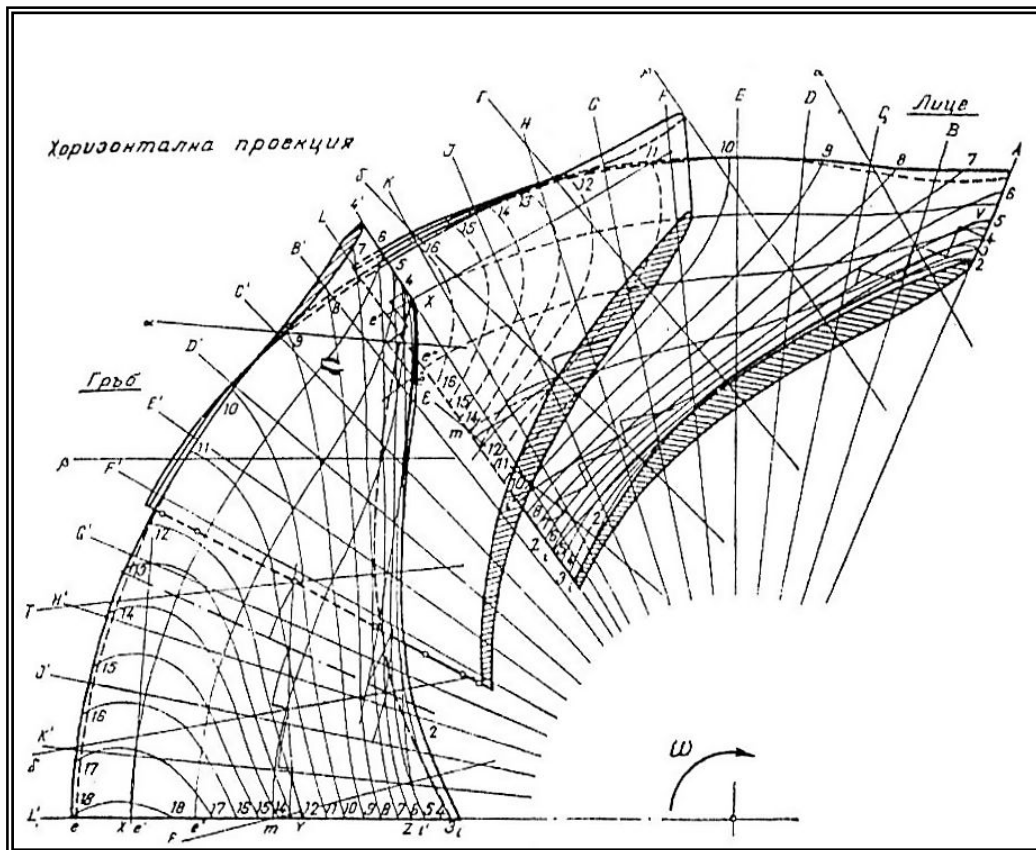
$$2 \cdot \delta_2 = \frac{\delta_{max}}{3} = 2,67 \text{ mm}$$

Таа дебелина е минималната неопходна дебелина за одливката, која ќе се намали два пати со обработка со помош на шаблони и ќе се сведе на:

$$\delta_2 = \frac{\delta_{max}}{6} = 1,33 \text{ mm}$$



Слика 34.13



Слика 34.14

Усвоените дебелини дозволуваат да се пресметаат соодветните коефициенти на стеснување и се добиваат конечните вредности на аглие β_2' по должина на излезната ивица. Конечните резултати се дадени во табела 34.5.

Поради тенките лопатки по должина на излезната ивица табелите 34.3 и 34.5 покажуваат пораст на аглие на излезната ивица:

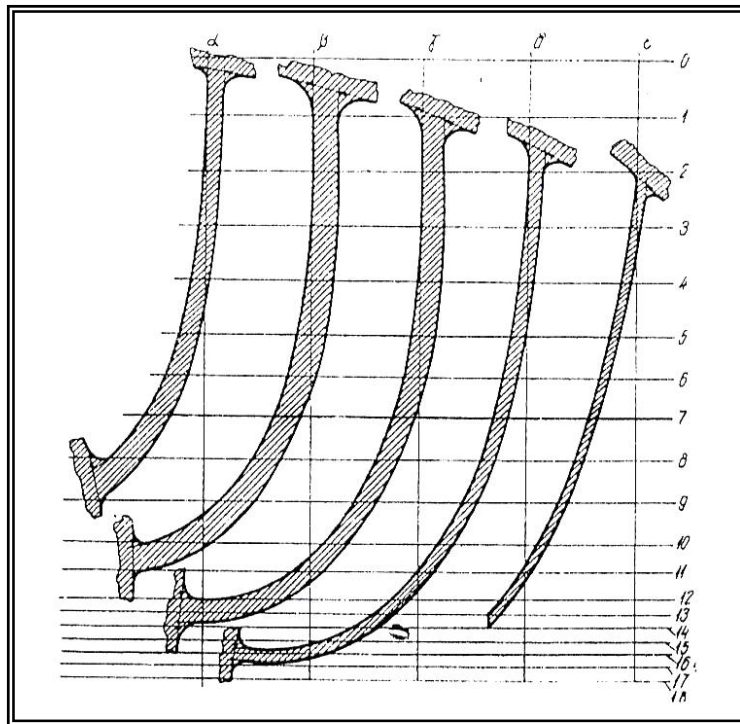
$$\Delta\beta_{2\max} = (\beta_2' - \beta_2)_{\max} = 1^\circ 40'$$

$$\Delta\beta_{2\min} = (\beta_2' - \beta_2)_{\min} = 0^\circ 47'$$

Аглие од табелите 34.4 и 34.5 се користат за исцртување на скелетницата на линијата на токот преку конформната мрежа на просторната конформна површина за секоја од разгледуваните линии на токот.

Исцртувањето на лопатките во меридијанската рамнина е прикажано на слика 34.13. Конформната слика не е наведена. Тоа се прави според методата, прикажана во глава 30 и наредните, каде влезната и излезната ивица ќе се развијат по радиусите, како што се гледа од слика 34.14 и

просторниот аголот на лопатката во хоризонтална проекција е 58° . На цртежот со меридијанската слика се дадени вообичаено сликите на шаблоните за контрола на дебелините главно по должина на излезната ивица. Шаблоните се изработени од тенок лим и се поставени нормално на ивицата за контрола.

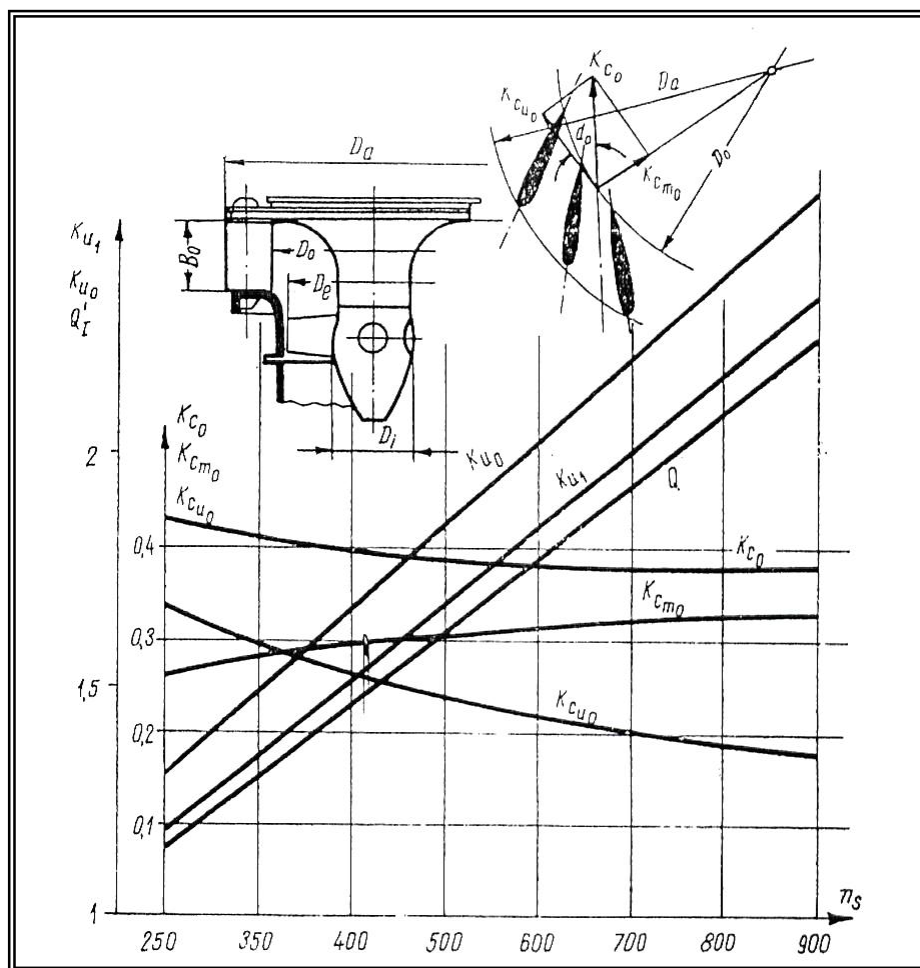


Слика 34.15

На слика 34.15 се прикажани контролните пресеци кои се направени по ортогоналните траектории $\alpha, \beta, \gamma, \delta, \epsilon$ на хоризонталите 0, 1, 2, . . . , 17 и 18 прикажани врз хоризонталната проекција. Контролните пресеци дозволуваат да се види извивањето на лопаткината површина, додека самите хоризонтали во хоризонталната проекција од слика 34.14 служат за отсекување на плочата за правење на кутијата за јадрото, која се поставува помеѓу одделните лопатки, кои се вкупно 13. Аголниот чекор е $37^\circ 48'$ од што следува дека преклопувањето е повеќе од 50% кое се гледа и на самата хоризонтална рамнина.

3.5. ПРОТОЧНИ ДЕЛОВИ И ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ КАЈ КАПЛАН ТУРБИНИТЕ

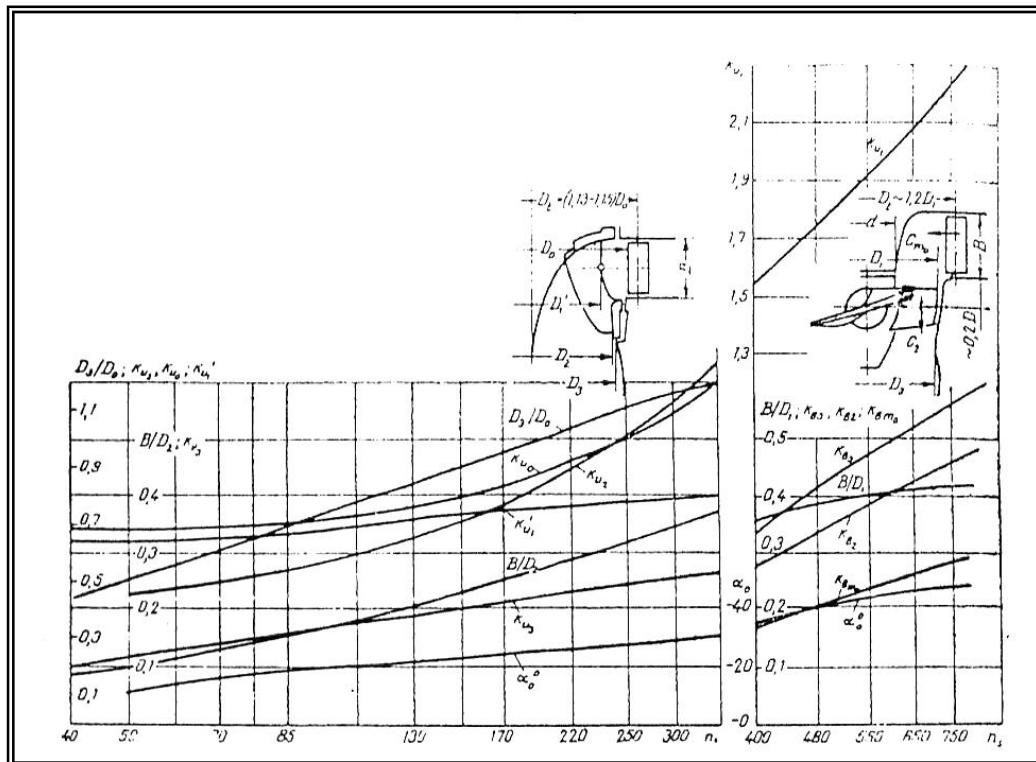
Проточниот дел се определува по емпириски пат при што се користат вредностите на одделни коефициенти добиени по експериментален пат. Тие се коефициентите на брзина или нивната реципрочна вредност, како коефициент на притисокот, специфичниот проток и др. На слика 37.1 се дадени во форма на график коефициентите на брзините во функцијата од специфичните вртежи, пресметани со моќност во kW кои датираат од 1950 г. Целиот тој период биле собирани од проф. И. И. Куколевски и прикажани на слика 37.2 за Францис и Каплан турбини.



Слика 37.1

Прашањето за димензионирање е поврзано со спецификација на специфичните вртежи кои што зависат од аголната брзина во o/min . Големината на аголната брзина зависи од всисната висина и коефициентот на кавитација, затоа треба да се земе со предвид изложеното во глава (10, 12, 17 и 19).

Сите пресметки за определување на бројот на вртежи n се поврзани со соодветни рентабилни пресметки односно пониско распоредување на ХЕЦ за усвојување на поголема аголна брзина т.е. помал генератор, и обратно мала аголна брзина. По усвојување на n , се пристапува кон соодветното определување на главните димензии. Така се постапува за сите реакциски турбини.



Слика 37.2

Како најнови и оптимални податоци за димензионирање на проточниот дел кај Каплан турбина се прикажаните бездимензионалните податоци на слика 37.3, кои ги определуваат сите димензии од надворешната контура во зависност од надворешниот дијаметар на работното коло $D_e \equiv D_1$. Внатрешната контура се определува од дијаметарот d на главчината, од соодветниот бездимензионален коефициент \bar{d} , се определува како:

$$\bar{d} = \frac{d}{D_1} \quad (1)$$

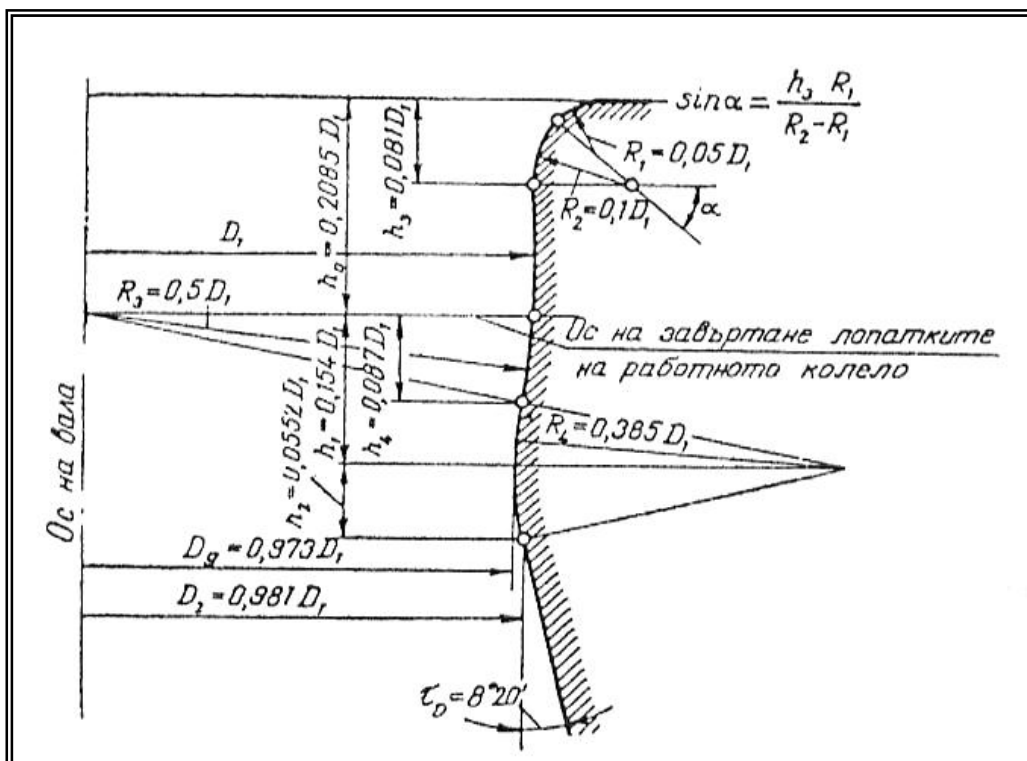
Тој однос, кој се вика и **однос на главчината**, претставува линеарна зависност од нето падот:

$$\begin{aligned} \bar{d} &= 0,34 && \text{при } H = 10 \text{ m} \\ \bar{d} &= 0,6 && \text{при } H = 65 \text{ m} \end{aligned} \quad (2)$$

Односот на главчината го диктира до одреден степен прашањето за кавитација (слика 37.4) каде единечниот проток е изразен во m^3/s .

При избирање на главните димензии на работното коло од овој тип треба да се имаат во предвид експерименталните податоци систематизирани во форма на табели, при што е земено во предвид одстранувањето на опасноста од појава на кавитација и добивањето на максимален к.п.д. на работни кола при високи падови, кој достигнуваат до 80 m.

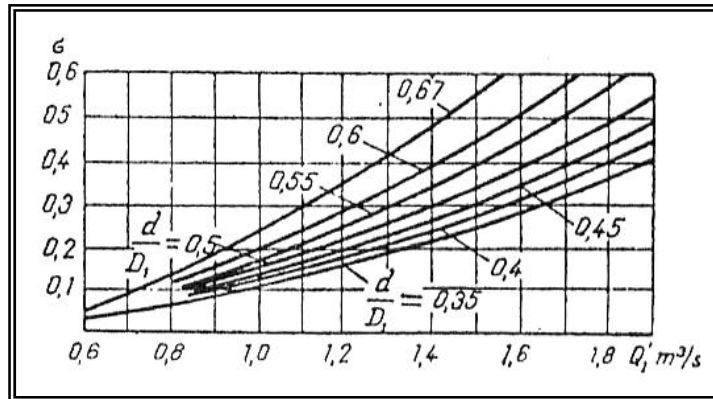
За средните вредности важи линеарната интерполација.



Слика 37.3

На слика 37.5 е прикажана вертикална турбина Каплан со лева насока на вртење. Цилиндричниот пресек на лопатките по $x-x$ е прикажан на слика 37.6, каде што при нормален режим на турбината средишните линии на профилот на лопатките при влезната и излезната ивица со правецот на периферната брзина u соодветно ги оформуваат аглие β_1 и β_2 .

Бројот на лопатките на работното коло се одредува од аспект на практичната можност за реализација на нивното вртење околу сопствената оска. За тоа не постојат аналитички изрази.



Слика 37.4

Најдобри показатели за тоа се добиваат од моделските испитувања. Се задаваат $z_2=3-8$, а при големи падови и многу големи моќности се оди дури до 12, односот $\varepsilon = \frac{l}{t}$ е близу до единица. Следува дека тука не може да стане збор за создавање на работен канал помеѓу две соседни лопатки. Затоа методите за пресметка на лопатката радикално се разликуваат од тие за пресметка на лопатката кај Францис турбините.

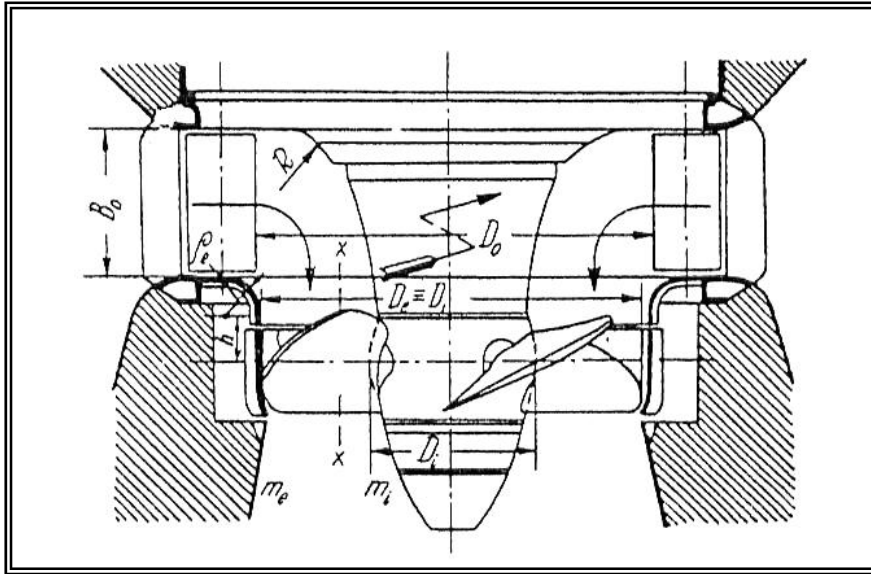
Табела 37.1

Нето пад, m	40	50	60	70	80
$\bar{d} = d / D_1$	0,525	0,560	0,594	0,62	0,645

Табела 37.2

Нето пад, m	30	35	40	45	50	55	60	65	70
$K_{u_1} = K_{u_c}$	1,690	1,560	1,460	1,380	1,32	1,25	1,20	1,15	1,12
C_y	0,40	0,50	0,60	0,75	0,70	0,80	0,90	0,95	1,10

Положбата на работното коло се избира од котата h определена од радиусот на надворешната контура ρ_e , а имено $h = 0 \div \rho_e$ (сл.37.5).

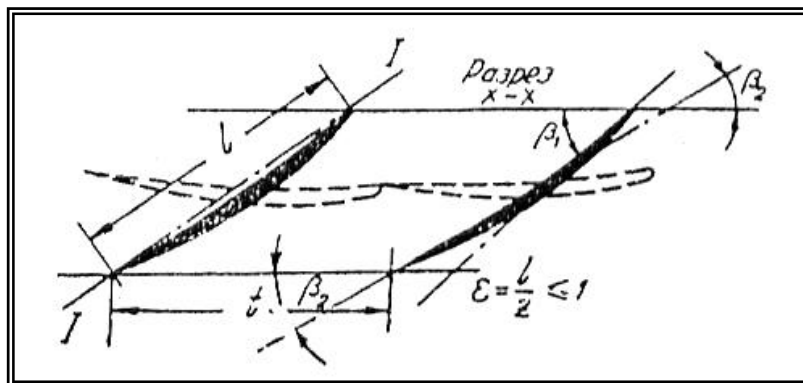


Слика 37.5

Приближната вредност на радиусите ρ_i и ρ_e е изразена на следниот начин:

$$\begin{aligned} \rho_i &\sim (D_e - D)/2 \\ \rho_e &\sim (D_0 - D_e)/2 \end{aligned} \quad (3)$$

Поради неопходноста од вртење на лопатката околу сопствената оска, спротивниот дел од куќиштето или статорот на турбината треба да има сферична форма. Цилиндричната форма на тоа место води до значителен зјај меѓу статорот и роторот, при што се очекува понизок к.п.д. на протокот.



Слика 37.6

Должината l на лопаткиниот профил е променлива по должината на радиусот и зависи од положбата на цилиндричниот пресек $x - x$ (сл. 37.5). Таа се избира од односот $\varepsilon = l/t$, чија вредност ε_e за внатрешната струјна линија

m_e , определена од дијаметарот D_1 , се пресметува од емпирискиот израз, потврден од редица систематски експериментални испитувања, имено:

$$\varepsilon_e = l_e / t_e ; \quad \varepsilon_e \cdot \sqrt[3]{(1,16 \cdot n_s)^2} = 78 \quad (4)$$

За останатите струјни линии - на пример: при дијаметар D вредноста на ε претставува линеарна функција од D/D_e и расте со намалување на дијаметарот, т.е.

$$\varepsilon = \frac{(D_1 + d) \cdot \varepsilon_e}{D_1} - \frac{d \cdot \varepsilon_e}{D_1 - d} \cdot (D - d) \quad (5)$$

Како и кај дијагоналните турбини така и тука се означува:

$$\bar{d} = d / D_1 \quad (6)$$

Откако ќе се замени во изразот за ε , и ќе се извршат последователните трансформации се добива следниот израз:

$$\varepsilon = \frac{(1 - \bar{d} \cdot D / D_1) \cdot \varepsilon_e}{1 - \bar{d}} \quad (7)$$

Апсолутната должина на лопатката l_e при внатрешната струјна линија, дијаметарот D_1 и соодветниот од t_e се добива од изразите:

$$l_e = \varepsilon_e \cdot t_e, \text{ каде } t_e = \pi \cdot D_1 / Z_2$$

Z_2 е бројот на лопатките на работното коло.

Ако во равенката (7) се замени дека $D \equiv d$, ќе се добие вредноста ε_i на коефициентот ε на главчината:

$$\varepsilon_i = (1 + \bar{d}) \cdot \varepsilon_e \quad (8)$$

соодветната должина l_i и одот t_i се дабираат од:

$$l_i = \varepsilon_i \cdot t_i ; \quad t_i = \pi \cdot d / Z_2 \quad (9)$$

Средното растојание на дијаметарот D се ноаѓа:

$$l = \varepsilon \cdot t ; \quad t = \pi \cdot D / Z_2 \quad (10)$$

Бездимензионалните вредности за димензионирање на Францис турбината можат да бидат искористени и при турбината Каплан.

d_1 - дијаметар на отворот, низ кој протекува проток Q со **коефициент на проток** $\Phi = 1$ и брзина еднаква на $\sqrt{2gH}$.

Δ_1 -дијаметарскиот коефициент, е определен од односот помеѓу надворешниот дијаметар на работното коло D_1 и дијаметарот d_1 (слика 37.5).

$$\Delta_1 = D_1 / d_1 \quad (11)$$

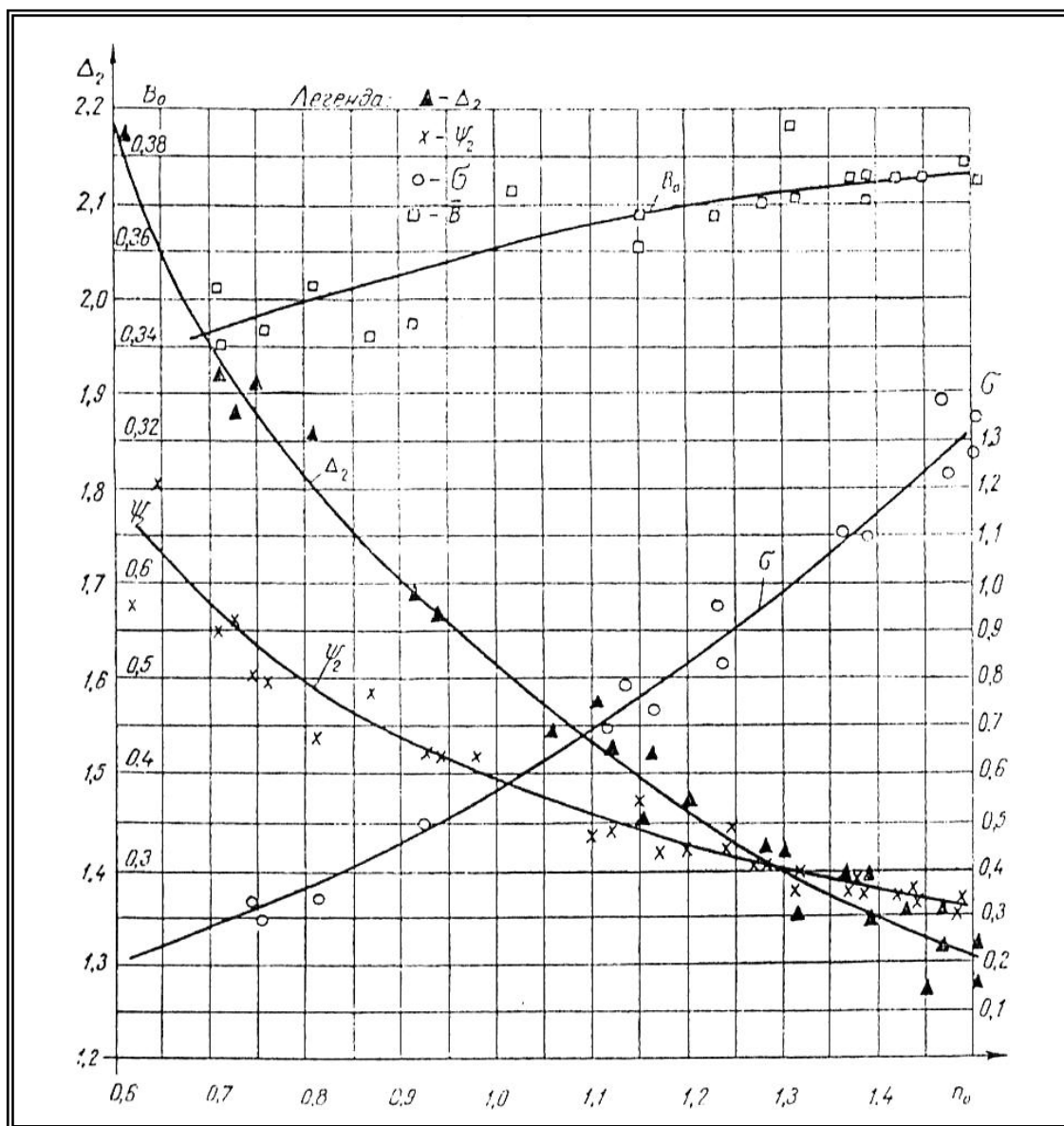
Согласно со равенката (3.4) следи:

$$\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi\sqrt{2g}}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 0,536 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$$

Со замена во равенката (11) се добива:

$$D_1 = 0,536 \cdot \Delta_1 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \text{ м,} \quad (12)$$

каде што Q е во m³/s, а H е во m.



Слика 37.7

Проучувањето на голем број изработени и пуштени во употреба нови турбини со изразот (13) се овозможува да се исцртаат графиконите од сл. 37.7 за променетите бездимензиски вредности на $\Psi_1, \Delta_1, \overline{B}_0$ и σ за турбините Каплан во зависност од специфичната коефициент на вртежите n_0 , определено со равенката (33.1) и др. За пресметка на останатите величини се користи дијаметарот D_1 , имено:

$$B_0 = \overline{B}_0 \cdot D_1 ; \quad \sigma = \frac{B - H_s}{H} \quad (13)$$

Односот на главчината, определен со равенката (1) има своја вредност вклучена во границите, дадени од добиените емпириски изрази:

$$\overline{d}_{\min} = 0,561 - 0,371 \cdot n_0 ; \quad (14)$$

$$\overline{d}_{\max} = 0,6 - 0,332 \cdot n_0 \quad (15)$$

Односот на главчината \overline{d} зависи уште и од бројот на лопатките Z_2 како што е прикажано во табелата подолу:

Табела 37.3

Z_2	3	4	5	6	7	8 до 12
\overline{d}	0,350 до 0,390	0,375 до 0,430	0,410 до 0,472	0,453 до 0,520	0,508 до 0,576	0,558 до 0,640

Дијаметарот D_0 на кругот врз кој што се наоѓаат врвовите на спроводните лопатки при нормален режим на работа, се определува од $D_0 \geq D_1$, додека дијаметарот D_t на кругот, на кој што се поставени оските на вртење на спроводните лопатки се пресметува со изразот:

$$D_t \cong (1,2 \div 1,3) \cdot D_1 \quad (16)$$

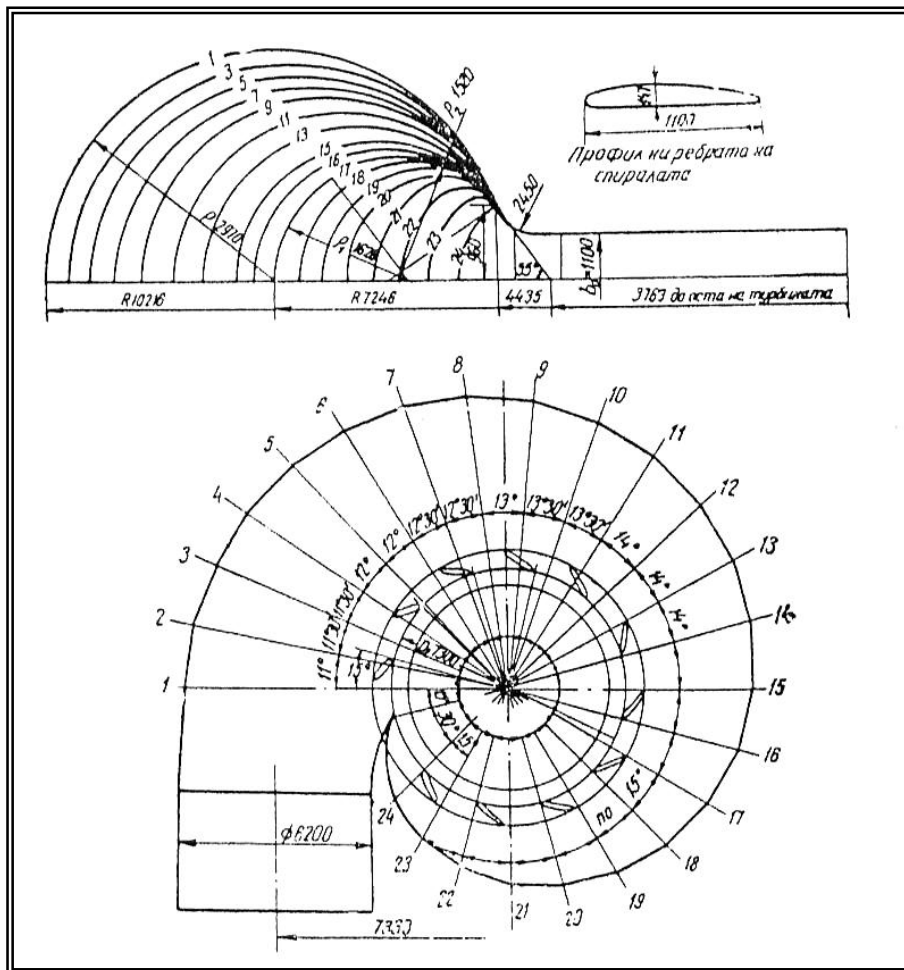
Долната граница се однесува за големи вредности на специфичниот број на вртежи n_0 , а горната граница за мали n_0 .

Должината на главчината од оската на ротација на лопатките до дифузорот се пресметува од:

$$(0,15 \div 0,25) \cdot D_1 \quad (17)$$

3.6. СПИРАЛА КАЈ РЕАКЦИСКИТЕ ТУРБИНИ

При големи вредности на падот се применува **метално спирално куќиште**, наречено **спирала**, прикажано на слика 41.5 за турбина со пад 100 m. Радијалните пресеци од 1 до 17 се кружни, останатите имаат елипсоидна форма. При влезот големиот дијаметар и притисокот доведуваат до тоа да дебелината на лимот изнесува 30 mm, додека при јазикот се намалува на 16 mm. Одделните единици се поврзани со заварување, како и носечкиот статор, оформен од долниот и горниот прстен, поврзани со 12 шупливи профилирани ребра.



Слика 41.5

Хидродинамичко димензионирање на спиралата, како и на спиралната комора е прикажано на слика 41.6. Димензионирањето се прави при максимален проток, нормален пад и потенцијално струење, кој одговара на законот за константен момент на брзината:

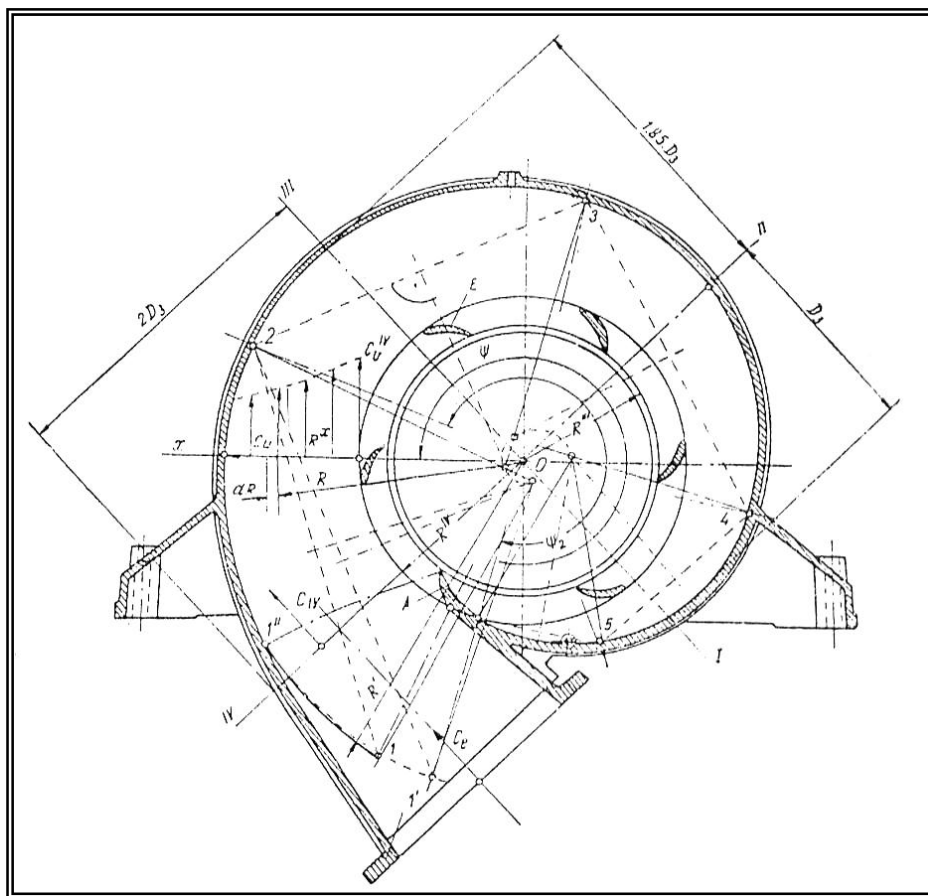
$$K_{cu} \cdot R = const \quad (1)$$

Во пракса се покажува, дека овој метод е соодветен, кога аголот на обемот на спиралата е поголем од 180° . При добро одбрани брзини тој дава мали манометарски загуби.

Вредност на средната брзина при влезот се одбира во зависност од нето падот (9, стр. 159), имено:

$$c_e = K \cdot \sqrt{H} \quad (2)$$

за бетонски спирали се зема $K=0,9$ до $1,1$; за метални спирали $K=0,8$ до $1,0$, како и според слика 41.1.



Слика 41.6

Се препорачува по влезниот пресек струењето да се забрза и во радијалниот пресек IV брзината c_{IV} да биде :

$$c_{IV} = (1,15 \text{ до } 1,12) \cdot c_e$$

Други автори [16, стр.301] пропишуваат:

$$c_e = K_e \cdot \sqrt{2gH} ; K_e = 0,1 \text{ до } 0,15$$
$$c_{IV} = K_{IV} \cdot \sqrt{2gH} ; K_{IV} = 0,15 \text{ до } 0,23$$

Мали вредности на кофициентите K_e и K_{IV} се земаат за високи падови и обратно.

Надворешниот дијаметар D_i по слика 42.2 на **спроводниот апарат** при максимално отворање на неговите лопатки се определува:

а) За турбина Францис со $n_s < 300$

$$D_i = D_1 \left(1 + 0,35 \cdot \sqrt{\frac{n_s}{D_1}} \right)$$

б) За турбина Францис со $n_s > 300$ и турбина Каплан

$$D_i = D_2 \left(1 + 0,25 \cdot \sqrt{\frac{n_s}{D_2}} \right)$$

Приближните внатрешни димензии на спиралата се определуваат од дијаметарот D_3 при влез во дифузорот, како што е прикажано на слика 41.6. Точните напречни пресеци се добиваат како што е подолу изложено.

Орентацијата на влезниот пресек со брзината c_e се прави во согласност со потребите на самите хидроцентрали од аспект на погодноста за монтажа.

Равенката (1) ја дава распределбата на брзината во даден напречен пресек. За пресекот IV максималната брзина има вредност c^{IV} на почетокот на **потпорните ребра** E (пет на број и ограничени од кружинците со радиуси R^{IV} и R^{III}). Ребрата E имаат задача да го спроведат флуидот и да ги пренесат основните оптоварувања на спиралата. Јазикот A ги исполнува сите функции како и ребрата E .

Напречните пресеци по должина на спиралата се различни. При димензионирање на спиралното куќиште неопходно е тие да се изберат така, за да се реализираат брзините, диктирани од равенката (1), која дозволува да се напише за произволна точка со брзина C_u (слика 41.7) на растојание R од оската на турбината со равенката:

$$K_{cu} \equiv \frac{R^{IV}}{R} \cdot K_{cu} \quad (3)$$

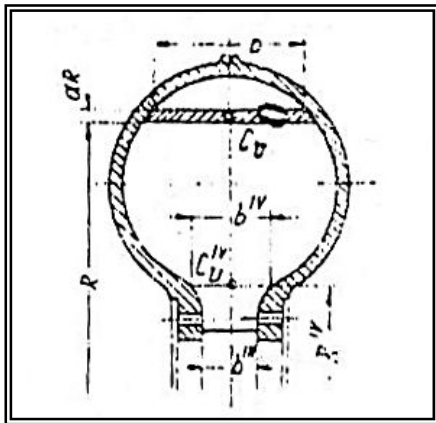
Елементарниот проток dQ_x кој што протекува низ елементарниот пресек со димензии b и dR , се определува со помош на равенката за проток:

$$dQ_x = b \cdot dR \cdot K_{cu} \cdot \sqrt{2gH} = K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2gH} \cdot b \cdot \frac{R^{IV}}{R} \cdot dR$$

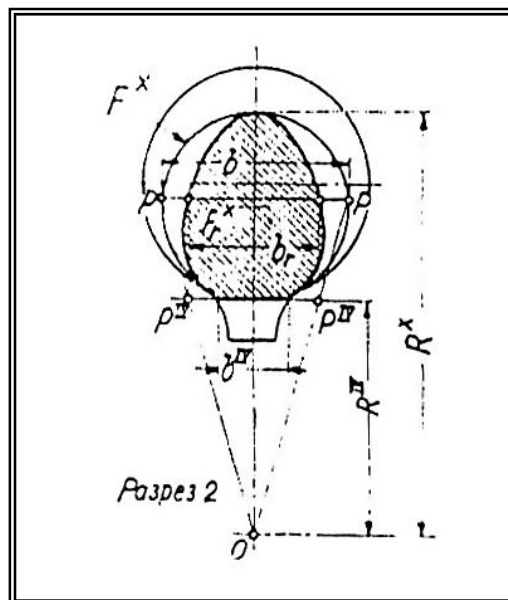
Протокот Q_x , кој што протекува низ напречниот пресек ограничен со паралелен радиус R^{IV} и паралела низ точката x со радиус R^x , се добива од изразот:

$$Q_x = K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \int_{R^{IV}}^{R^x} b \cdot \frac{R^{IV}}{R} \cdot dR \quad (4)$$

каде што: $b \cdot \frac{R^{IV}}{R} = b_r$; $\frac{b}{R} = \frac{b_r}{R^{IV}}$; b_r е редуцирана широчина.



Слика 41.7



Слика 41.8

Широчината b претставува сложена функција од радиусот, затоа решението на равенката (4) се врши графички, како што е прикажано на (слика 41.8).

Бидејќи во равенката (4) широчината b е намалена за односот $\frac{R^{IV}}{R}$ лесно е да се претстави графички големината $b \cdot \frac{R^{IV}}{R}$. За остварување на таа цел точката O од оската на турбината се поврзува со точката P , кои што ја ограничуваат широчината b од разгледуваниот напречен пресек F . Правите OP ја пресекуваат паралелната права на оската на вртење на растојание R^{IV} од точката O во точките P^{IV} . Пресечните точки со правата $P - P$ нормална на оската на вртење, пренесени низ точките P^{IV} , ја даваат редуцираната вредност b_r на широчината b .

Ако се повтори истата постапка за целиот пресек F и ги поврземе одделните точки, ќе добиеме контура, која ја ограничува котираната плоштина. Последната претставува **редуциран пресек** F_r^x од попречниот пресек F^x и истовремено ја дава вредноста на интегралот:

$$F_r^x = \int_{R^{IV}}^{R^x} b \cdot \frac{R^{IV}}{R} \cdot dR \quad (5)$$

Ако се има предвид дека, лесно може да се определи протокот Q_x кој што протекува низ предметниот пресек F, ограничен од R^{IV} , и најодалечената на него паралела со радиус R^x , имено:

$$Q_x = K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2gH} \cdot F_r^x \quad (6)$$

Останува да се определи местоположбата на пресекот, низ кој што ќе протече разгледуваниот проток Q_x . Пред јазикот A протекува целиот проток Q. Соодветниот пресек се определува, од една страна, од паралела со радиус R^{IV} и правата 0-1, а од друга страна од паралела со радиус R^1 и истата права 0-1. Местоположбата на 1" се усвојува од нормалата на линиите на токот, која што излегува од врвот на јазикот A. Затоа, според равенката (6) за општиот проток Q, кој што протекува низ влезната прирабница со брзина C_e се наоѓа:

$$Q = K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \int_{R^{IV}}^{R^x} b \cdot \frac{R^{IV}}{R} \cdot dR = K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2gH} \cdot F_r^1 \quad (7)$$

$$F_r^1 = \int_{R^{IV}}^{R^1} b \cdot \frac{R^{IV}}{R} \cdot dR \quad (8)$$

Протокот е нула при пресекот, определен од паралела со радиус R^{IV} и правата 0-1'. Ако таа права се земе за основа на централните агли ψ , кои што ја определуваат местоположбата на одделените напречни пресеци на спиралата и истовремено се игнорира дебелината на јазикот т.е. аголот $101'$, на целиот проток соодвествува аголот 360^0 . Тогаш на протокот Q_x , определен од равенката (4), ќе соодвествува аголот ψ^0 , даден со изразот:

$$\frac{\psi^0}{360^0} = \frac{Q_x}{Q} \equiv \frac{\psi(\text{radians})}{2\pi} \quad (9)$$

Со заменување од равенките (6) и (7) и соодетно кратење се добива:

$$\frac{\psi^0}{360^0} = \frac{F_r^x}{F_r^1} \quad (10)$$

Специфичниот коефициент на брзината K_{cu}^{IV} се определува од K_{cu}' , кој е еднаков на K_{ce} при влезната прирабница т.е.

$$K_{cu}^{IV} = K_{cu}' \cdot \frac{R^1}{R^{IV}} \equiv K_{ce} \cdot \frac{R^1}{R^{IV}} \quad (11)$$

Протокот при влезната прирабница се добива од равенката:

$$Q = \frac{\pi D_e^2}{4} \cdot K_{ce} \cdot \sqrt{2gH} \quad (12)$$

а протокот при радиус R' , т.е. при нормалата, која што поминува низ врвот на јазикот А и достигнува до точката 1" се добива од равенката (7). Бидејќи двата протока се еднакви, ако се изедначат десните страни на равенките (7) и (12), и кога тоа ќе се замени во равенката (11), и се извршат соодветни скратувања се добива:

$$\frac{\pi D_e^2}{4} = \frac{R^1}{R^{IV}} \cdot F_r^1 \quad (13)$$

Таа равенка води до зголемување на напречниот пресек со дијаметар D_e спрема главниот пресек во I на самата спирала. Незначителна промена на предметните напречни пресеци може да даде значително влијание врз к. п. д. на турбината, ако се има во предвид, дека процентуалата вредност на загубите во спиралата се определуваат од:

$$\frac{H_{ve-0}}{H} = \zeta_e \cdot K_{ce}^2 = \zeta_e \cdot \frac{c_e^2}{2gH} \quad (14)$$

каде што:

$$\zeta_e = 0,1 \div 0,2 \quad (15)$$

каде долната граница се однесува за мал специфичен број на вртежи.

Вредноста на брзината c_e се добива во зависност од нето падот H , како што е прикажано во табела 41.1.

Табела 41.1.

Турбина Каплан со бетонска спирала

H (m)	5	10	15	20	25	30	35	40	50
C_e (m/s)	2,25	2,8	3,3	3,8	4,25	4,55	5	5,25	5,8

Турбина Каплан со метална спирала

H (m)	30	35	40	50	60	70	80
C_e (m/s)	5	5,3	5,6	6,25	6,6	7	7,3

Турбина Францис со метална спирала

H (m)	40	50	60	70	80	100	150	200	250	300
C_e (m/s)	6,25	6,7	7,2	7,5	7,8	8,7	9,7	10,25	10,4	10,5

Следува дека за константната брзина C_u , од која што ќе се пресметуваат одделните радијални пресеци, се добива:

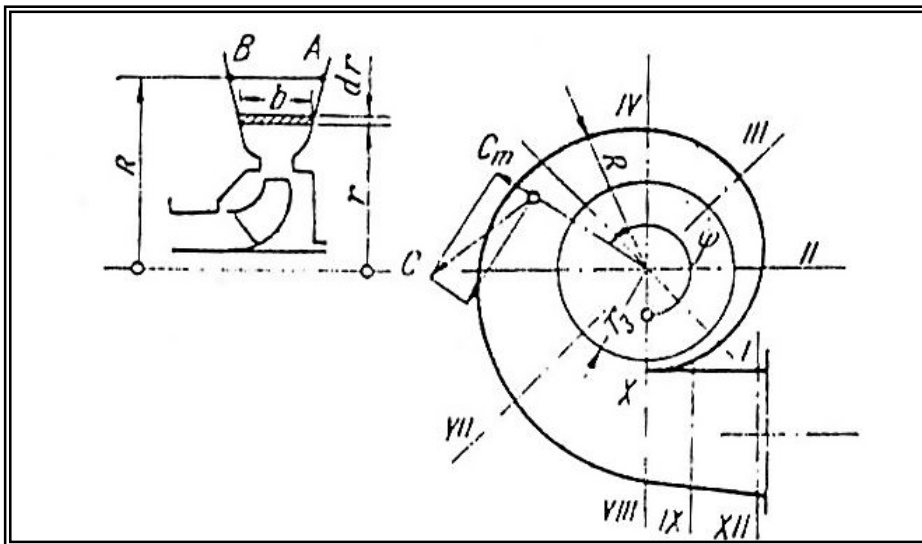
$$c_u \equiv c_u^{IV} \equiv K_{ce} \cdot \frac{R^1}{R^{IV}} \cdot \sqrt{2gH} \quad (16)$$

За исцртување на спиралата се пристапува на следниот начин: се избира одредена вредност за K_{ce} и се пресметува големината на напречниот пресек 1 (радиус R^1) преку равенката (13), и истовремено се избира и местоположбата на R^1 во сликата 41.6; потоа се исцртуваат пресеците со различни големини кои што имаат почеток од паралелата со радиус R^{IV} и се бара нивната местоположба, определена од аголот ψ по равенката (10). Така определени точките 1",2,3,4 и 5 (слика 41.6) се поврзуваат по ред со минимален број на радиуси и се добива внатрешната контура на спиралата.

Ако напречниот пресек на спиралата е правоаголен, т.е. $b_2 = \text{const}$ тогаш равенката (6) го добива обликот:

$$Q_x = b \cdot R^{IV} \cdot K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \cdot \int_{R^{IV}}^{R^x} \frac{dR}{R}$$

$$b \cdot R^{IV} \cdot K_{cu}^{IV} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \cdot \ln \frac{R^x}{R^{IV}} = b \cdot R^{IV} \cdot c_u^{IV} \cdot \ln \frac{R^x}{R^{IV}}$$



Слика 41.9

Протоколот Q_x уште се добива од:

$$Q_x = \frac{\psi}{2\pi} \cdot Q = \frac{\psi}{2\pi} \cdot 2\pi \cdot R^{IV} \cdot b \cdot c_m^{IV}$$

По изразување на двете вредности за протоколот Q_x се добива изразот:

$$R^x = R^{IV} \cdot e^{\psi \cdot c_m^{IV} \cdot c_u^{IV}} \quad (17)$$

т.е. внатрешната контура на спиралата преставува логаритамска спирала од каде што и е и нејзиното име.

Освен овој досега разгледан начин за интегрирање постојат и учествуваат и други методи кои се состојат во следното [2.9]:

Се разгледува произволно избран напречен пресек на спиралата (слика 41.9) определен со аголот φ од врвот X , каде што брзините се c_m , c_u , c и e на растојание R од оската на вртење. Бескрајно малиот елемент има плоштината $d=b \cdot r$ и соодветниот елементарен проток се изразува со:

$$dQ_\varphi = df \cdot c_u = \frac{b \cdot k \cdot dr}{r} \quad \text{каде што } K = r \cdot C_u$$

Вредноста на вкупниот проток од врвот X до разгледуваниот пресек, опереден со аголот φ се добива од:

$$Q_\varphi = \int_{r_3}^R dQ_\varphi = K \cdot \int_{r_3}^R \frac{b}{r} \cdot dr \quad (18)$$

Исто така протокот може да се изрази и како припаден дел од лакот φ° од вкупниот проток Q за целата периферија од 360° т.е.

$$Q_\varphi = \frac{\varphi^\circ}{360^\circ} \cdot Q \quad (19)$$

Со израмнувањето на двете вредности за протокот Q_φ се добива изразот за аголот φ° на развивање на спиралата. При малите моќности тој клони кон 360° , а при големите моќности достигнува до 270° .

$$\varphi^\circ = \frac{360^\circ}{Q} \cdot K \cdot \int_{r_3}^R \frac{b}{r} \cdot dr \quad (20)$$

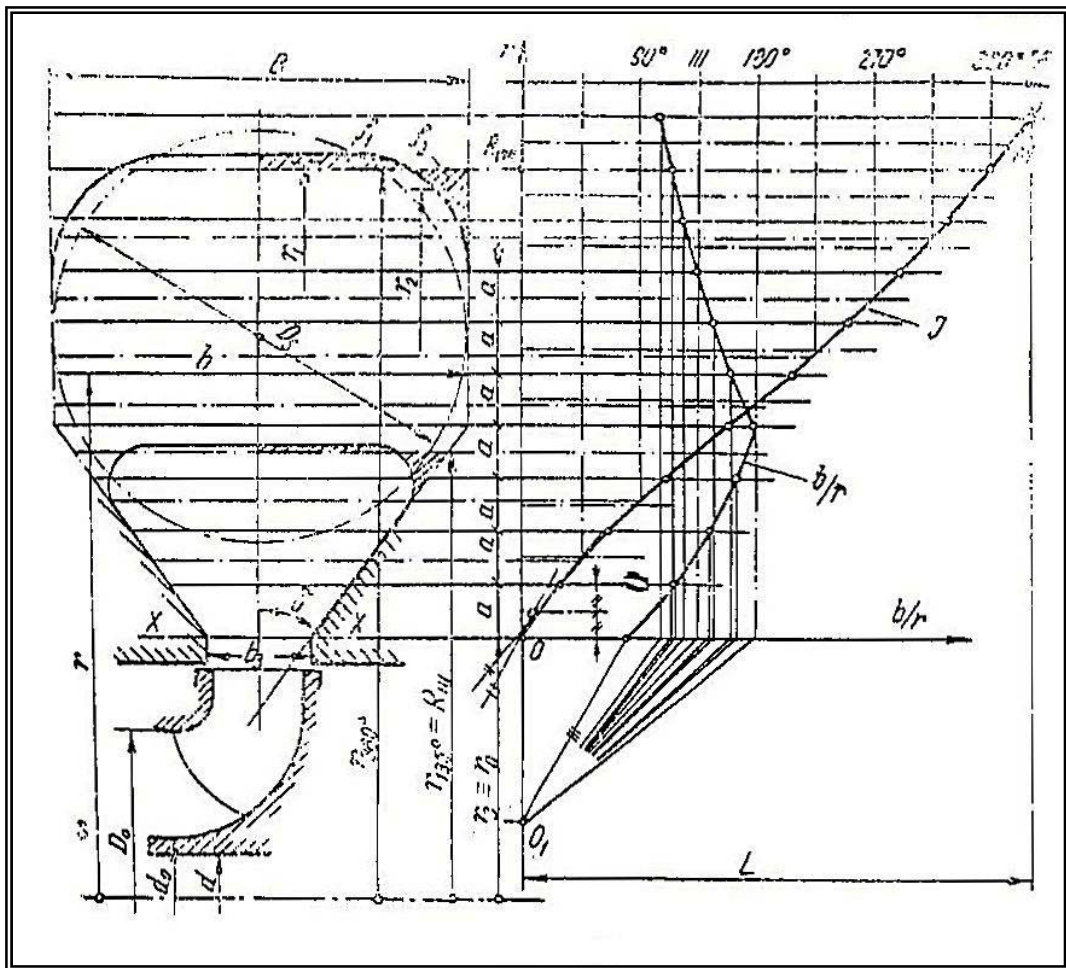
Решението на овој интеграл се врши по познатите графоаналитички методи. По избирање на аголот δ (слика 41.2) и максималната широчина B на спиралата, која што е еднаква на дијаметарот од излезниот пресек на истата, се применува координатен систем со апсисна оска $o - r$, врз која што директно се отчитуваат радиусите од усвоената напречна контура на спиралата, а на ординатната оска се нанесува односот b/r (слика 41.10).

Наспроти голем број произволно земени радиуси r на апсцисата, се нанесуваат по ординатата соодветните вредности за односот b/r и се исцртува истата крива. Плоштината ограничена од кривата b/r и координатните оски, ја дава вредноста на интегралот. Бидејќи треба спиралата да се развива со агол $\varphi = 360^\circ$, од равенката (20) следува дека конструирањето на кривата b/r , а со тоа и растењето на радиусите r треба да продолжи додека се задоволи равенката:

$$Q = K \cdot \int_{r_3}^R \frac{b}{r} \cdot dr \quad (21)$$

Ако се има предвид недостатокот на аналитичка врска меѓу b и r интегрирањето се извршува графички, како што должината на полуоската $0-0_1$, се определува од расположливата должина на цртежот L . Ако приближно измерената интегрирана површина е S , тоа ниво на интегралната крива се добива од $1\text{cm} \wedge S/L = C$ cm. Тука C претставува должина на полуоската $0-0_1 = „l” = C$ cm. Несомнено точноста е толку поголема колку што полуоската е по-кратка т.е. растојанието L е поголемо. Графичкото интегрирање е јасно од сликата. За поголема прегледност на методот се разгледува исто така ограничен број точки.

Во процесот на интегрирањето, при што треба да биде задоволена равенката (21), крајната ордината R_{VIII} M_{VIII} се дели на осум еднакви делови и во секој од нив се повлекуваат прави нормални на апсисната оска or до пресечната точка со интегралната крива J .



Слика 41.10

Добиените пресечни точки се проектираат на апсцисната оска og , за да се отчита соодветниот радиус, т.е. растојанието од оската на вртење до најодалечената точка на спиралата во соодветниот пресек. Така на пример, за пресекот III, определен од $\varphi = 135^\circ$, се добива радиус R . Добиените радиуси за пресеците VIII и IX треба да се зголемат соодветно со дебелината на јазикот.

Од материјалот од кој што се изведува спиралата се бара извесно заоблување, кое се прави на таков начин, што штрафираниите површини f_1 и f_2 , чии што центри на тежиште се добиваат од растојанијата r_1 и r_2 од оската на вртење, да одговараат на условот:

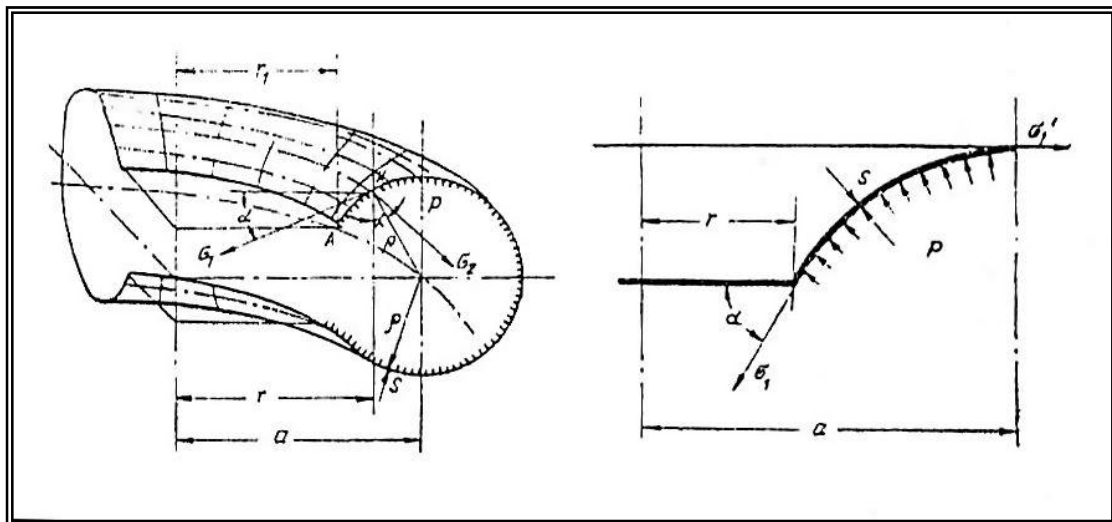
$$f_1/r_1 = f_2/r_2 \quad (22)$$

3.6.1. Јакостно димензионирање

Поради континуираната промена на напречните пресеци на спиралата и поради нејзината неправилна форма јакостната пресметка е доста сложена. Тука е дадена методата на Гранофски - Опро - Смолајаров, каде што е направено извесно упростување во формата на спиралата со кружен пресек и дел од неа се разгледува како ротационен торус или прстен, како што се гледа од цртежот 41.11.

Условот за еднаквост на прстенестата обвивка со кружен пресек при внатрешен притисок p , дебелина s на ѕидот и напрегање σ_1 , во меридијански пресек се добива при проектирање на сите сили по вертикалата:

$$2\pi \cdot r \cdot s \cdot \sigma_1 \cdot \sin \alpha = \pi \cdot (a^2 - r^2) \cdot p$$



Слика 41.11

каде што радиусот r и аголот α , прикажани на сликата, се променливи и се однесуваат на разгледуваната точка од прстенестата обвивка. Од наведената равенка следува дека:

$$\sigma_1 = \frac{a^2 - r^2}{2r \cdot s \cdot \sin \alpha} \cdot p \quad (23)$$

Од сликата се гледа, дека ако ρ биде радиусот на кружниот пресек, може да се напише:

$$\frac{a-r}{\sin \alpha} = \rho$$

од друга страна:

$$a^2 - r^2 = (a+r)(a-r)$$

спрема равенката (23) се добива:

$$\sigma_1 = \frac{\rho \cdot p}{s} \cdot \frac{a+r}{2r} = \sigma_o \cdot \frac{a+r}{2r} \quad (24)$$

каде што: $\sigma_o = \rho \cdot (p/s)$ претставува напрегање по периферијата на правоаголен цевковод со радиус ρ , дебелина s и внатрешен притисок p .

Кога е познато меридјанското напрегање σ_1 , тангенционалното напрегање σ_2 се пресметува по општата равенка за садови под притисок, имено:

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{s} \quad (25)$$

За случајот со прстенот прикажан на слика 41.11 радиусите на кривите ρ_1 и ρ_2 се добиваат од:

$$\rho_1 = \rho \quad \text{и} \quad \rho_2 = -\frac{r}{\sin \alpha}$$

Од равенката (25) може да се напише:

$$\sigma_2 = \rho_2 \cdot \left(\frac{p}{s} - \frac{\sigma_1}{\rho_1} \right)$$

Со соодветни замени се добива :

$$\sigma_2 = -\frac{r \cdot \rho}{a-r} \cdot \left(\frac{p}{s} - \sigma_o \cdot \frac{a+r}{2r \cdot \rho} \right) \quad (25')$$

Дополнителното меридијанско напрегање σ_b , произлегува од врската со рамниот диск, нормален на оската на ротација, се добива од изразот:

$$\sigma_b = -1,816 \cdot (\sigma_2 - 0,3 \cdot \sigma_1) \quad (26)$$

Резултантното меридјанско напрегање σ претставува збир од двете наведени напрегања, имено:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_b \quad (27)$$

Материјалот, од кои се изработува спиралата, зависи од нето падот и големината на турбината. Несомнено, многу големите падови имаат потреба од здрав и материјал со добар квалитет.

За падови од 100 до 300 и повеќе метри се употребува лиен челик. Челичен лим со заковки или заварена конструкција се употребува при падови од 40 до 100 метри и големи моќности. Металната спирала наоѓа примена при малите и средни моќности од 700 и 1500 kW, додека бетонската спирала се среќава при многу големи моќности и ниски падови од 3 до 35 метри.

Заварената спирала се изработува од челик МСт3 со следните механички својства: $\sigma_T = 24 \cdot 10^7$ [N/m²]; $\sigma_b = [44 \text{ до } 47] \cdot 10^7$ [N/m²]; $\delta=25\%$. Дозволеното напрегање земајќи го во предвид динамичкото зголемување на напрегањето дека е $\sigma_{\text{доз}}=1300 \cdot 10^5$ [N/m²]; при очитување на локалните напрегања за дозволените напрегања се зема дека е $\sigma_{\text{доз}}=1550 \cdot 10^5$ [N/m²].

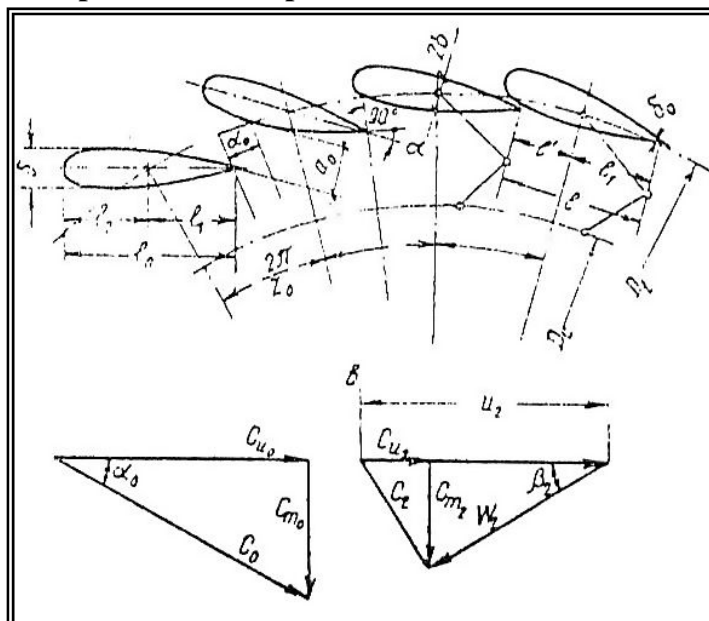
Спроводниот апарат служи за да ја преземе распределената течност од периферијата на спиралата и да ја ориентира со поголема точност кон влезот во работното коло, како и за создавање на неопходната циркулација Γ_1 пред работното коло и истовремено го регулира протокот, односно моќноста. За таа цел лопатките се подвижни. Тие се вртат околу сопствената оска на вртење, распоредени на кружница, чиј дијаметар D е даден во зависност од дијаметарот на работното коло согласно со податоците разгледани во претходните поглавија. При Каплан турбините истовремено со завртување на лопатките на спроводниот апарат се вртат и лопатките на работното коло.

Основните геометриски параметри, кои што ја определуваат конструкцијата на спроводниот апарат се: сите дијаметри, бројот на лопатки Z_0 ; височината во меридјанска рамнина на спроводните лопатки B_0 ; должината l_0 на лопатката и соодносот на l_1 и l_2 ; максималната дебелина δ на лопатката; релативниот ексцентритет n_0 , даден од односот според слика 42.1, имено:

$$n_0 = \frac{l_1 - l'}{2l} \quad (1)$$

формата на профилот (претежно симетричен); односот меѓу должината на профилот и чекорот t , сведено на кружница со дијаметар D_1 , и дијаметарот на регулацискиот прстен.

Наведените параметри се константни за даден спроводен апарат. На последно место се наоѓа променливиот параметар a_0 , кој влегува во употреба при изградба, да се погледнат разгледуваните карактеристики во глава три. Тоа претставува растојание меѓу врвот на лопатката и претходната лопатка, измерено по еквипотенцијалната линија на релативниот проток, и се нарекува **отворање на спроводниот апарат a_0** .



Слика 42.1

5.1. ОСНОВНИ ПАРАМЕТРИ И ГЛАВНИ РАБОТНИ ЕЛЕМЕНТИ

Турбината Пелтон претставува креација на американецот Пелтон, кој во 1881 година го усовршува акциското тангенцијално работно коло на Зупингер и добива турбина со акциско дејство, која наоѓа голема примена при големи падови, кои достигнуваат околу 1800 m. Се состои од една, две, до шест млазника, кога протокот е многу голем. Тоа зголемување на бројот на млазника доведува до соодветно растење на моќноста. Специфичните вртежи при еден млазник варираат од 2 до 32, а со зголемување на бројот на млазника можат да достигнат до 60 па и повеќе.

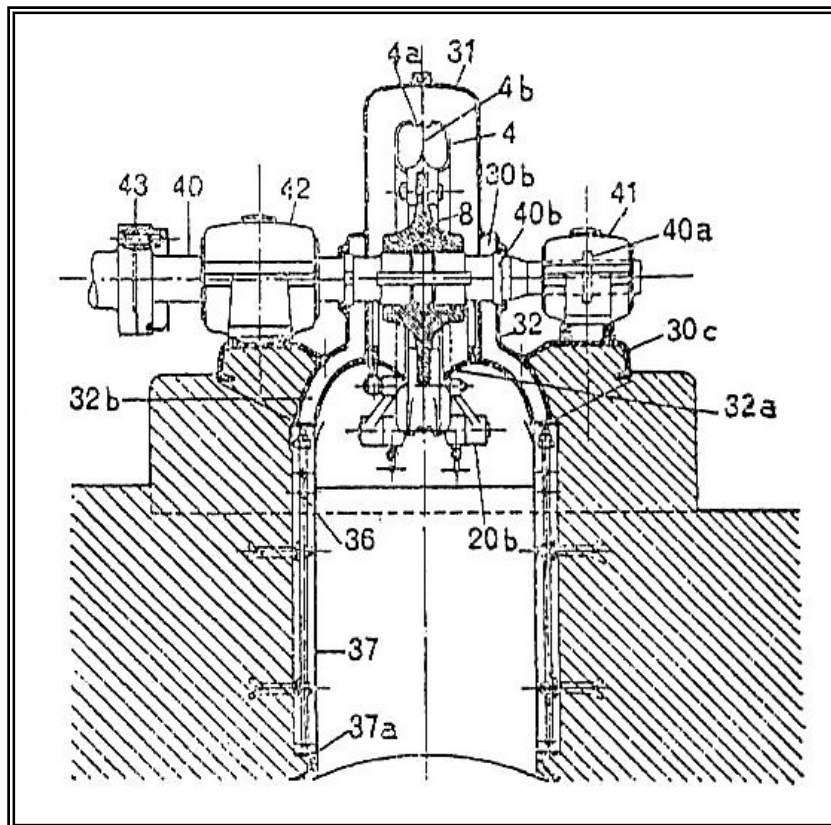
На слика 52.1 и 52.2 се дадени надолжен и напречен пресек на турбината Пелтон со основен дијаметар D_1 . Оформениот од млазникот 1a млаз 2 со дијаметар d_1 ја предава кинетичката енергија на вратилото 40 преку работните лопатки и се одведува во одводниот канал 6. За намалување на триењето и надолжното изместување на регулационото копје 13 служи бронзеното лежиште 13a. Кожните заптивачки манжетни 12c го спречуваат протекувањето на течност помеѓу телото и клипот 13в. Регулационото копје 5 дејствува на затварање преку пружината 23 и разводникот на масло 24. Движењето на скренувачот на млазот 20 со помош на лостовиот систем 26 се синхронизира преку осовината 27.

За запирање на турбината служи соодветна опрема за запирање, поставена во специјална управувачка кутија, која што не е прикажана на разгледуваните слики.

Водата се доведува до спроводниот апарат 1 со помош на влезното колено 12, кое треба да биде со најмала кривина за намалување на манометарските загуби и силата на импулс како резултат на кривината. Идеално би било, ако овој дел е прав. Израмнување на млазот после коленото 12 се врши од спроводната свезда 14, после која се добива хомоген и компактен млаз, што претставува многу добар услов за постигнување на висок коефициент на полезно дејство. Влезното колено се изработува од железо или лиен челик во зависност од неговата големина и нето падот на турбината и цврсто се прицврстува за телото на турбината. Конзолата 15 е излиена заедно со коленото и помага за монтажа на механизмот, кој го задвижува регулационото копје кое што се контролира со млазникот 16. Врската помеѓу коленото 12 и притисниот цевковод се прави преку коленото 17, кое што е цврсто споено со основата. Овде се предвидени шибер и одводна цевка 18, која дозволува дренажа на притисниот цевковод.

Спроводниот апарат 1 е центриран со коленото и се изработува од истиот материјал како и самото колено. Неговата внатрешност се изработува по соодветен шаблон и се полира. Грлото на млазникот 1a е заменлив дел; се изработува од кован челик и се монтира внатрешно. За турбините кои што

работат на многу висок пад, кога водата носи песок, грлото на млазникот се изработува од специјален нерѓосувачки челик. Во тој случај конструкцијата треба да дозволува замена на грлото на млазникот, без да се извади регулационото копје. На телото на спроводниот апарат се предвидени две уши, кои служат да се монтира оската на вртење на скренувачот на млазот 20 којшто се движи во бронзено лежиште, подмачкани со маст.



Слика 52.1

Регулациона игла 5 се изработува од еден дел, се обработува по шаблон и добро се полира. Се изработува од истиот материјал од којшто е и самиот млазник. При голем млазник врвот на иглата, земено од најголемиот дијаметар, може да се заменува. Се изработува од специјален нерѓосувачки челик и се монтира со завртка за оската 13. Оската се изработува од Сименс-Мартинов челик.

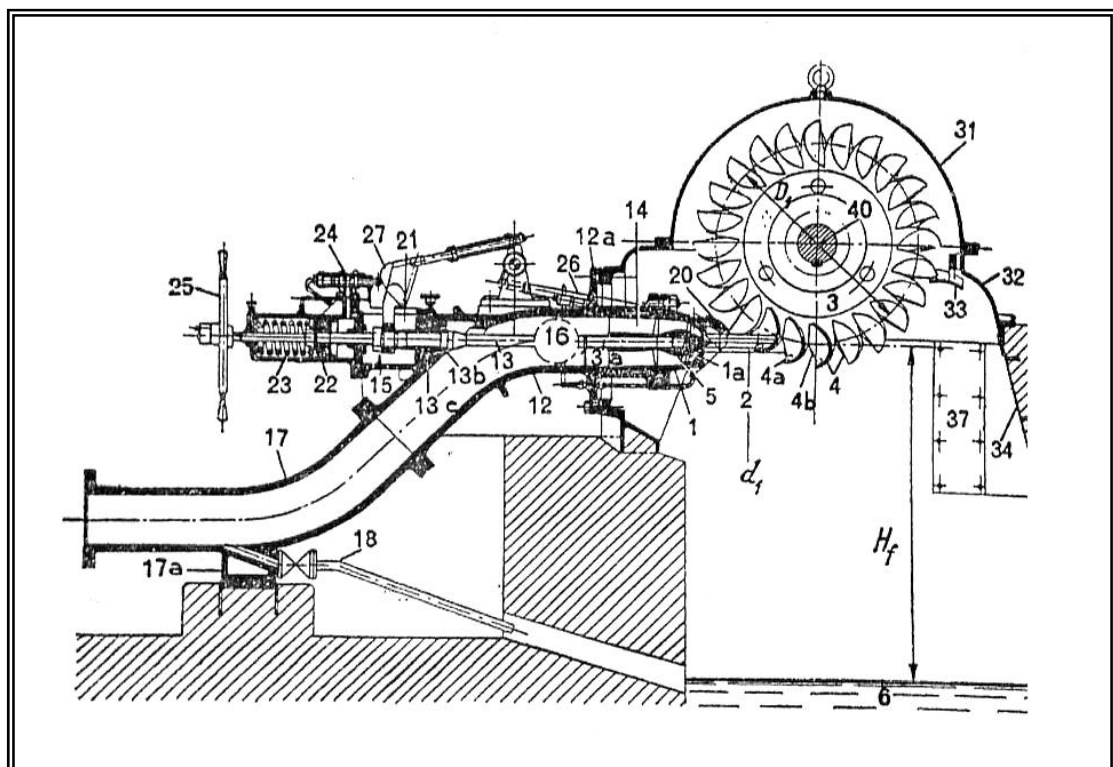
Поврзувањето на регулационата игла со оската 13 се изведува со радијален клин, чијшто врв лежи во соодветен концентричен канал во оската, или по друг можен начин, кој што дава лесно и едноставно склопување и расклопување.

За поточна обработка на спроводната ѕвезда 14 се препорачува да се лие заедно со внатрешната обвивка и внатрешното лежиште, кое служи да ја води и да ја центрира оската на копјето. Подмачкувањето на регулационата игла се извршува преку отворот во едно од ребрата.

Оската 13 на регулационата игла се води на неколку места, како дел, кој што поминува преку спроводната ѕвезда 14, има бронзена обвивка за намалување на триењето и против абење, додека левата страна на управувачкиот клип 13в се изработува од нерѓосувачки челик, кога водата е во мешавина со песок, а во спротивен случај - од бронза. Целта на управувачкиот клип е да го израмнува аксијалниот притисок по иглата (копјето) и да служи како внатрешен дел на управувачката кутија, обезбедена со кожни манжетни. Лостовите 21 и 27 ја создаваат врска помеѓу изместувањата на склонувачот на млаз и на копјето. Врската помеѓу лостот 21 и оската 13 дозволува на лостот 21 да се поместува лево или десно според поместувањето на иглата.

Клипот 22 на цилиндарот под притисок служи да го движи копјето преку неговата оска, додека преку рачниот замаец 25 турбината се поставува во положба за пуштање во работа. Под дејство на автоматската регулација замаецот се ослободува и се доведува во положба која одговара на целосно отварање.

Ако силите кои што дејствуваат на оската на копјето се од таква природа да неможат да ја придвижат пружината за затварање на копјето, клипот на силиовиот цилиндар 22 се задвижува со масло под притисок, кое што дејствува на двете страни на клипот, дури и при пуштање на машината во работа.



Слика 52.2

Работното коло 3 е најважниот дел на турбините; се состои од главчина, диск и лопатки. Неговите димензии се определуваат со усвојување на основниот дијаметар D_1 , како и дијаметарот на млазот d_1 , прикажани на слика 52.2. Колку што падот е поголем, толку дијаметарот на млазникот е помал, толку аголната брзина е поголема, а со тоа и генераторите се поевтини. Дијаметарот D_1 не може да биде произволно мал, тој како однос со дијаметарот на струјата d_1 треба да биде во извесни граници за дадена турбина. Во спротивен случај к.п.д се намалува. Овој однос расте со зголемување на нето падот.

По однос на дијаметарот на струјата може да се каже, дека не зависи само од протокот, туку и од нето падот, кој пак ја определува теоретската брзина на истекување низ млазникот. При константен проток, на висок пад соодветствува голема брзина, на што соодветствува мал дијаметар на струјата, додека при низок пад е обратно - мала брзина, голем дијаметар на струјата.

Не секогаш наведените три делови на работното коло се оформени како одделни делови. Во многу случаи тие представуваат една целина. При големи моќности не секогаш, главчината се одделува од дискот, за да се олесни одливката и се отстрануваат внатрешните напрегања во металот при лиењето.

Лопатката претставува двојна лажичка, чија што средна ивица 4в го разделува млазот на два еднакви дела и секој од нив ја опструјува криволиниската површина. Полукружниот отсечок во долниот дел од лопатката 4а ја заштитува лопатката од обратен удар кои што би го намалил к.п.д на турбината. Така млазот ја допира лопатката во нејзиниот преден остар врв, а не на грбната страна, како што се случувало при првично поставените турбини без отсечок 4а, кои што се оформени многу внимателно. Поради опасноста од корозија, на која е изложен овој врв, неопходно е тој да биде изработен од хомоген материјал. Поради тоа, на тоа место лопатката се одлива со значителна дебелина, отсечокот 4а се изработува со глодање, а влезната ивица 4в се оформува со помош на рачна брусилца. Целата површина на лопатката, опструјувана од млазот, се проверува при обработувањето со помош на шаблони.

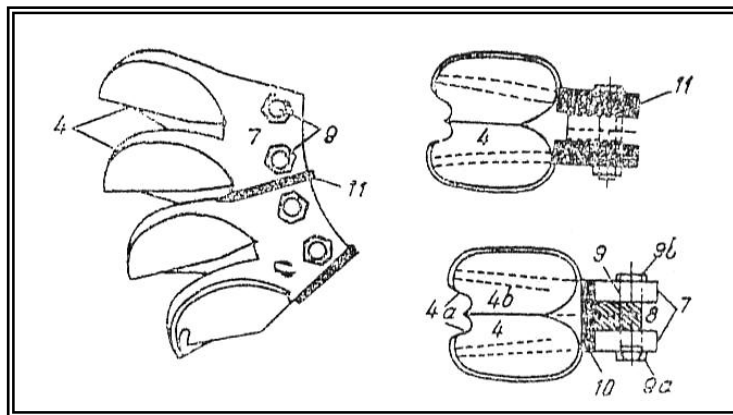
Лопатките се прицврстуваат на дискот на коленото преку двете прстена 7, одлиени заедно со лопатката по слика 52.3, како и коничните завртки 9, изработени од кован челик со висок квалитет. За заштита на завртката од разлабавување и одвртување на навртката се изведува точкасто заварување на главата и навртката со самите прстени или се поставуваат две контра подлошки помеѓу две соседни навртки.

Периодичното дејствување на млазот врз лопатката создава нерамномерно оптоварување на завртките 9. За нивно растеретување се предвидуваат конусни клинови 10, кои што се добро подесени помеѓу лопатките и дозволуваат да се преземе силата од млазот не само од една лопатка, туку од целата периферија. Овие клинови лежат истовремено во

полукружни лежишта поставени по периферијата на дискот, како се гледа од позиција 10 на сл. 52.3 .

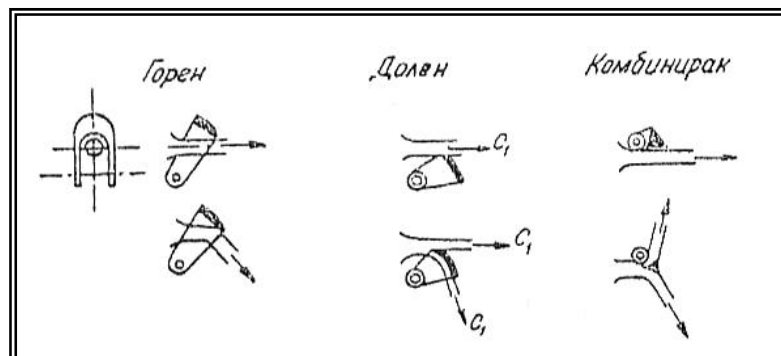
Јакосните пресметки на лопатката се изведуваат не само за нормална работа и гранична аголна брзина на турбината, туку и во случај, кога работното коло е блокирано, а врз лопатките дејствува целосниот млаз.

Обично лопатката се монтира самостојно со една завртка 9 и конусен клин 10. Во случај кога оптоварувањето на прстените 7 на лопатката е голем, тогаш се поврзуваат две лопатки во едно, споени со две завртки 9, кога една конусен клин се монтира помеѓу два последователни парови од лопатки, како што се гледа од слика 52.3. Доколку овој начин на спојување е недоволен, се применуваат радијални клинови 11 за затегнување како замена на конусните клинови 10.



Слика 5.23

Како што е веќе напоменато, кога односот D_1/d_1 е мал (при мали падови), целото работно коло се излива во еден дел, бидејќи нема место помеѓу лопатките 4 и главчината 8 за сместување на ушите 7 (слика 52.3) и соодветните завртки. Во спротивен случај треба да се направи специјална конструкција, која што е многу скапа. Понекогаш се предвидува единствен венец од лопатки поставени странично кон прирабницата од главчината, или венецот се изготвува од неколку сегменти, прицврстени исто така кон прирабницата.



Слика 52.4

Лопатките се изработуваат од железо или од лиен челик (обичен или нерѓосувачки). Челикот има предност, бидејќи на него може да се налепува материјал, на местото каде што лопатката е разделена. Сиво железо може да се употребува во исклучителни случаи, кај мали работни кола, кои работат на ниски падови и каде прашањето на чинење се става на преден план.

Дискот 8 на работното коло се лие заедно со главчината δa , од висококвалитетен челик. Во многу ретки случаи тој се изработува со ковање. За турбини со хоризонтално вратило главчината δa се изработува цилиндрично и се заклинува на вратилото. Кога работното коло е монтирано конзолно, тоа се набива на крајот од вратилото или се прицврстува на прирабницата која е заварена на вратилото.

Скренувачот на млазот 20 (секач) на слика 52.2 служи за отстранување на млазот од работното коло во случај на моментално растеретување на турбината. Тоа се извршува во доста краток временски интервал од 1 до 2 секунди, проследено со бавно поместување на иглата во продолжение од околу 10 секунди, додека не премине од наполно отворена во наполно затворена положба. Со притварање на млазникот скренувачот на млазот треба да ја има завземено почетната позиција, за да го осигура целосното дејство на млазот без разлика ако треба повторно да се активира самиот скренувач.

Се разликуваат главно три вида на скренувачи на млазот: горен, долен, комбиниран (сл. 52.4), чии што оски на вртење се влежиштени кон телото на млазникот. На овој начин целиот спроводен апарат претставува една целина, која се препорачува од гледна точка на прецизност во изработката и центрирањето. Само во ретки случаи скренувачот се монтира кон телото на турбината.

1. **Горниот скренувач** дејствува во горниот дел на млазот и го скренува целосно, без да биде неопходно да го пресекува целиот. Експериментално е докажано дека со навлегувањето на секачот во млазот тој се скренува од самиот секач. Тоа е голема предност за сигурно функционирање на самиот скренувач, заради што овој вид наоѓа голема примена. Недостаток е релативното големо растојание помеѓу млазникот и лопатките, со што се намалува к.п.д. на млазникот поради распрскување на млазот.

2. **Долниот скренувач** дејствува на млазот од доле нагоре, и одделува само дел од млазот, а при целосно растеретувавање на машината наполно го отстранува млазот. Недостаток на овој секач е релативно големиот момент потребен за да го држи во бараната позиција. Истиот дозволува млазникот да биде многу блиску до работната лопатка, поради што е доста применуван заради можноста за повисок к.п.д. и помалото растојание меѓу млазникот и лопатката.

3. **Комбинираниот скренувач** дозволува раздвојување на струјата. Дел од млазот кој е ориентиран нагоре се удира од грбот на лопатката на работното коло и дејствува како сопирачка. На тој начин машината се запира во многу краток временски интервал. Ако две наполно исти турбини, кои се разликуваат само по скренувачот на млазот каде едната е со горен или долен скренувач, а другата е со комбиниран, се наоѓаат во ист работен режим, и во

даден момент и двете да се наполно растеретени се констатира дека турбината со комбиниран секач ќе го зголеми бројот на вртежи за 2%, а таа со горен или долен секач ќе го зголеми бројот на вртежи за околу 10%. Тоа е многу голема предност во случај кога регулирањето треба да дејствува во многу тесни граници.

Освен наведените начини за запирање на турбините Пелтон, во некои конструкции се среќава таканаречениот **сопирачки млазник**, кој се отвара во моментот на растеретување на турбината и млазот удира на грбот на лопатките и ја намалува аголната брзина на роторот. Потрошениот проток за таа цел изнесува 2 до 5% од нормалниот. Притоа скренувачот на млаз од долен и горен тип веќе го има отстрането млазот.

Куќиштето на турбината служи за да ги собере водените капки и да ја одведе водата, која што ги напушта лопатките, кон одводниот канал б (сл52.2), како и да ги носи лежиштата на машината. Колку телото е постабилно, толку опасноста од вибрации е помала. Телото треба да е посебно засилено на местото кадешто е прицврстено коленото 12, за да може да ја поднесува рекацијата од млазникот.

Од гледна точка на монтажата телото се изведува од најмалку два дела. Горниот дел или капакот 31, го опфаќа одблизу работното коло, со што се отстрануваат загуби од вентилација. Долниот дел 32 е проширен и водата под нагиб се усмерува после напуштањето на лопатките со посредство на штитниците 32а, додека штитникот 33 спречува водата да не отиде нагоре. Двете комори 30в ги собираат водените капки од вратилото и исфрлените капки кон периферијата преку соодветно прилагодливи прстени 40в.

Преградата 34 е од челичен лим која се поставува спротивно на млазникот и служи да ги заштити бетонските основи од дејството на млазот, особено кога тој се пренасочува при момнеталното растоварување. При ниски падови преградата и не игра така важна улога. При високи падови се изработува на начин да биде лесно заменлива односно репарирана. Во тој случај се изработува и водено перниче во кое млазот удира.

Маслото за лежиштата е од регулаторот и се лади со помош на соодветен канал која честопати се монтира во одводниот канал под телото на турбината, како што е прикажано на сл. 52.1 позиција 36. Тука лимот 37 го штити каналот од водата која влегува преку горниот отвор, образуван преку искривување на лимот 37 и истата истекува од нискиот дел 37а.

Под дејството на млазникот се создава ејекторско дејство т.е. воздухот околу млазот се покачува и ако не е обезбеден **слободен пристап на атмосферски притисок**, постои можност во внатрешноста на турбината да настане подпритисок (вакуум), како резултат на што се подигнува нивото на водата во одводниот канал и достигнува до работното коло. Заради тоа е потребно да се осигура пристап на воздух, а тоа обично се случува при широко конструиран одводен канал или во соодветен прилагоден отвор, за што честопати служи и контролната врата за проверување на внатрешноста на турбината која во горниот дел е изведена во вид на решетка.

Вратилото 40 обично е носено од две лежишта 41 и 42 прикажани на слика 52.1, кои што се монтирани на турбината 32. За да се намали чинењето на турбината во некои случаи (при големите турбини), се отстранува внатрешното лежиште 42 како лежиште на алтернаторот, кое се наоѓа до спојката и служи да преземе дел од тежината на роторот на турбината, како и од дејството на млазот.

Работното коло може да се монтира конзолно врз вратилото на генераторот преку прицврстување на познатите начини со завртки, навртки, итн. или преку прицврстување за соодветно заварена прирабница на вратилото. Доколку се отстранети двете лежишта на турбина та тогаш доаѓа до значително намалување на должината на целиот агрегат, а со самото тоа и до намалување на должината на машинската зграда. Како недостаток на ваквата конструкција треба да се истакне дека ќе се јават големи оптоварувања на лежиштето меѓу алтернаторот и турбината; соодветно на тоа треба да се превземат сериозни мерки за подмачкувањето како и за ладењето на маслото; при евентуален ремонт на една од машините неопходно е и демонтажа и на другата машина.

Лежиштата се прилагодени да носат исклучиво радијални сили, бидејќи дејствувањето на млазот е симетрично, теоретски осни сили не се појавуваат. За секој случај, а особено за центрирањето на работното коло спрема оската на млазот едното лежиште, обично внатрешното 41, коешто е помалку оптоварено е обезбедено со прстенеста подлошка 40а, којашто претставува незначително здебелување на вратилото. Осните сили се преземаат странично од соодветно прилагодено радијално лежиште.

Седлата на лежиштата се дводелни и се обложуваат со бел метал (лежиштна композиција). Кај поголемите турбини лежиштата се прават самоподесувачки т.е. куќиштето ја прима деформацијата на вратилото и се намалуваат дополнително создадените реакции во лежиштето, како резултат од тоа ќе се намали загревањето. Циркулацијата на маслото се обезбедува со пумпа која се задвижува од самото вратило на турбината, ладењето на маслото при многу големи турбини се извршува од одделно инсталиран ладилник. На слика 52.1-позиција 36 е прикажан начинот кој што наоѓа примена при помали моќности.

Се среќаваат конструкции кај кои ладењето на надворешното лежиште 41 се прави преку инјектирање на вода во отвор, пробиеен осно во крајот на вратилото.

Вертикалното вратило наоѓа примена кај Пелтон турбините со многу големи моќности, кои се изведени со едно работно коло и два млазника поставени под агол од 180° или четири млазника под агол од 90° . Вертикалната Пелтон турбина има секако понизок к.п.д. од турбината со хоризонтално вратило и соодветна моќност. Тоа се должи на потешкотиите, коишто учествуваат во одведувањето на водата од горната половина на лопатките од работното коло.

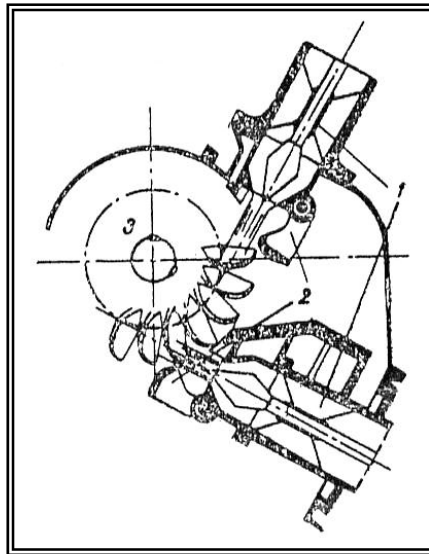
Вертикалното вратило бара монтирање на аксијално лежиште, кој што може да ги преземе аксијалните сили (кај турбини со голема моќност тие достигнуваат неколку стотини мега-грама).

Спојката 43 се состои од два диска, секој монтиран кон вратилото на турбината и вратилото на генераторот. Поврзувањето е **тврдо**-со завртки, или **еластично**-со челични напрстоци, прицврстени кон едниот диск и обложени со гумени обвивки, коишто влегуваат во соодветно прилагодени отвори во другиот диск. Кај малите турбини секој од одделните дискови се прицврстува на своето вратило преку завртка, додека кај големите турбини дисковите се заваруваат на соодветното вратило.

Ако регулирањето на турбината бара замаец со незначителни димензии, тој се комбинира заедно со спојката. Ако замаецот е со доста голема маса, треба да се предвиди дополнително меѓу лежиште, со што истовремено ќе се продолжи и вратилото.

Замаецот се состои до главчина, диск и надворешен венец. Во зависност од периферната брзина и соодветните внатрешни напрегања тој се изработува од железо или челик.

Кога турбината е со две лежишта спојката пренесува исклучително само тангенцијални сили, определени од вртежниот момент и соодветниот радиус. Во тој случај може подеднакво да се примени тврда или еластична спојка. При сите останати конструкции, каде што можат да се очекуваат радијални сили меѓу два диска на спојката, треба да се примени тврда спојка.



Слика 52.5

За да се постигне добро **регулирање на аголната брзина** на водните турбини, неопходно е да се обезбеди брзо дејство на елементите за регулација. Од друга страна, инсталациите, снабдени со притисен цевковод, се изложени на хидрауличен удар, чиј што ефект ќе биде толку помал, колку што промената на протокот во цевководот се изведува побавно. Последователно при моментално растоварување на турбината се доаѓа пред две противречиви барања, имено: **бавно затварање поради опасноста од хидрауличен удар и брзо затварање поради опасноста од зголемување на**

аголната брзина. За да бидат и двете барања задоволени создадено е двојно регулирање, при кое што моќноста се намалува брзо, а протокот бавно. Двојното регулирање се реализира со посредство на регулациона игла 5 и скренувач на млазот 20. При бавна промена на моќноста единствено иглата се активира, и тоа при зголемување на моќноста се отвара, а при намалување на моќноста се затвара. Скренувачот на млазот не влегува во дејството. Кога турбината се растоварува моменетално, тогаш прв влегува во дејство скренувачот на млаз, го отстранува млазот од работното коло по што започнува постепено затварање на иглата се додека се израмнат моментите-вртежниот создаден од млазот, и отпорниот создаден од задвижената турбина.

Пелтон турбината е со парцијално дејство, т.е. млазот дејствува само во неколку точки од периферијата на работното коло. При незначителни протоци кои што водат до ниски специфични броеви на вртежи n_s , доволен е еден млазник за да ја собере целата количина на вода и во тој случај имаме турбина со еден млазник. Ако протокот е голем, се претпочита монтирање на 2 или 4 млазника, по што и турбината го носи соодветното име. Понекогаш при многу големи протоци, од двете страни на генераторот се монтира по едно тело, каде врз секое коло со хоризонтално вратило дејствуваат по 2 млазника, или сите 4 млазника се во две тела, коишто го формираат типот **близнак Пелтон турбина**.

При достапност на повеќе од еден млазник неопходно е телото на турбината да биде соодветно конструирано за монтирање на млазниците. Млазниците треба да бидат на доволно растојание една од друга како несметано би работеле. Обично помеѓу млазниците аголот е 180° и 90° , како што е прикажано на слика 52.5, каде е прикажано работно коло 3 со два млазника (спроводен апарат) под 90° и два скренувачи на млазот 2. За заштита на долниот спроводен апарат од дејството на скренатиот млаз од горниот скренувач служи соодветно прилагодениот метален штит, монтиран врз телото на долниот спроводен апарат.

Доведувањето и рапределбата на водата кон млазниците зависи од соодветно монтираните цевки, кои значително ја зголемуваат вредноста на турбината. За намалување на хидрауличните загуби во коленото, аголот од 90° се заменува понекогаш со 75° .

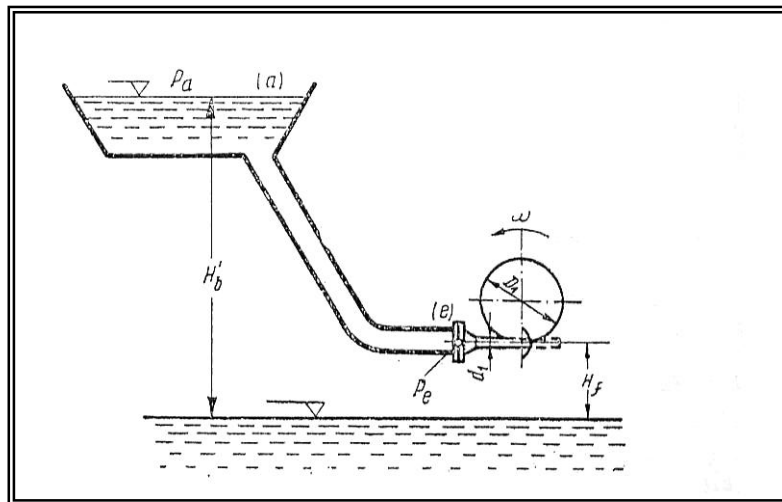
5.2. СКЛОП, МЛАЗНИК И РЕГУЛАЦИОНО КОПЈЕ (ИГЛА) КАЈ ПЕЛТОН ТУРБИНА

Пелтон турбината е тангенцијална и е позната како турбина на **слободна водена струја** или **акциска турбина**, т.е. $\rho = 0$; $r_1 = r_2$; а исто така и $w_1 \approx w_2$. Следува дека целата енергија на водата, пред таа да влезе во допир со влезната ивица на работното коло, е кинетичка и се определува од хидрауличните загуби H_v од a до e и од корисниот бруто пад H' , којшто зависи од вкупниот бруто пад на централата H_b и неискористениот бруто пад H_f , слика 53.1.

Нето падот се определува од изразот:

$$H = H' - H_v = \frac{p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2g}$$

Средната кружница на лопатките има дијаметар D_1 , којшто се нарекува **основен дијаметар**. Млазот има дијаметар d_1 во местото на максимална контракција и се оформува од млазникот со внатрешен дијаметар d . Бројот на млазниците x го дава вкупниот проток Q на турбината, каде специфичните вртежи при $x=1$ ќе бидат $n_s=2$ до 32.



Слика 53.1

Теоретската моќност и ефективната моќност, која што служи за пресметување на брзоодоста се определуваат од глава 6, каде за к.п.д. се зама:

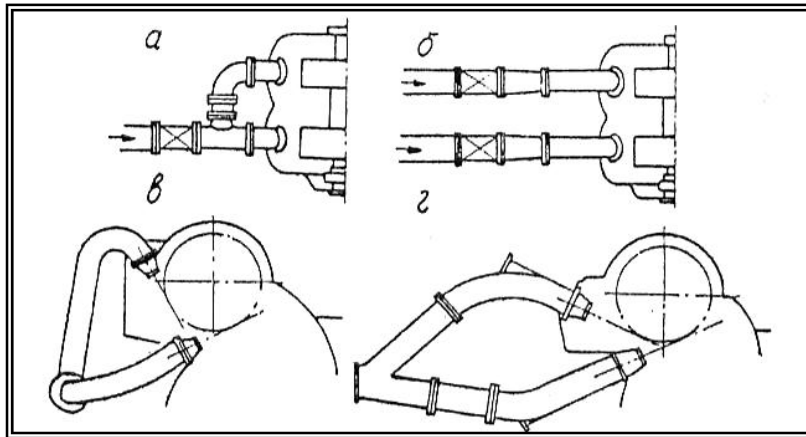
$P_{th}=100$	1000	10000KW
$\eta=0.84$	0,88	0,90%

За средните вредности важи линеарната интерполација.

Во централата Фули - Швајцарија конструирана е Пелтон турбина со до денес најмал специфичен број на вртежи која работи при 1750 m пад, моќност од 2200 KW, 500 vrt/min, со дијаметри $D_1=3550\text{mm}$ и $d_1=38\text{ mm}$, брзина на млазот 170 m/sek, к.п.д. од 75% и специфичен број на вртежи $n_s=2,3$.

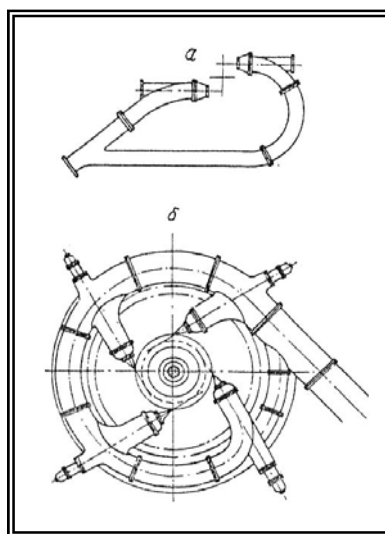
За покривање на интервалот $n_s=32$ до 60 се монтираат две до четири млазници, коишто дејствуваат врз едно или две работни кола. Испитувањето покажува дека турбината има повисок к.п.д. кога врз колото дејствува само еден млазник. За намалување на загубите неопходно е колената да бидат со минимална кривина. На слика 53.2 се гледа општа поставеност на Пелтон турбина со хоризонтално вратило, каде што шемите a и b не се добри, се препорачуваат шемите \bar{b} и \bar{c} .

Пелтон турбини со вертикално вратило се градат само при многу големи моќности. На шема *a* од сликата 53.3 се дадени два млазника, а на шема *b* - четири млазника. Вертикалната турбина се снабдува само со едно работно коло поради сложеното одведување на водата. Додека и при едно работно коло одведувањето на водата од горната половина на лопатката е отежнато. Тоа е причината, поради која што вертикалната Пелтон турбина дава понизок к.п.д.



Слика 53.2

Непосредно според дадената форма на лопатките од колото на Зупингер Пелтон турбината преминува кон двојна лопатка со централен раб и цилиндрична форма, т.е. едначна кривина, каде лопатките се монтирани конзолно по периферијата на работното коло и млазот дејствува врз неа тангенцијално. Централниот раб ја раздвојува струјата налево и надесно и ако турбината е со вертикално вратило, едината излезна ивица е под струјата, а другата е над струјата.



Слика 53.3

Изведени се испитувања исто така и со двојни лопатки, прицврстени странично кон централен диск и два надворешни прстени, коишто ги поврзуваат сите лопатки во едно. Карактерно е тоа што лопатките се со двојна кривина. Комбинацијата од опишаните две форми на лопатки го дава изгледот од слика 53.4 каде е прикажана дволажична лопатка. Линиите Z го претставуваат пресекот на лопаткината површина со хоризонтални рамнини.

Отсечокот J има специјална форма и му дозволува на млазот да допре до врвот на влезната ивица, а не до грбот на лопатката, од кое би се создал вртежен момент со насока обратна од вртењето, како резултат на тоа би дошло до намалување на к.п.д. Правилната форма на отсечокот J се избира со посредство на релативната траекторија на водата.

Во однос на формата на млазот изведувани се експерименти и се покажало дека струјата со кружен пресек и дозволува на турбината да работи со к.п.д. од 90%, додека со правоаголен или квадратен пресек сл. 53.5 гарантираат едвај к.п.д. од 80%.

Во спроводниот апарат флуидот се движи со многу големи брзини и треба да се преземат соодветни мерки за одстранување на загубите. Се знае дека тие се намалуваат со зголемување на хидрауличниот радиус $R=S/U$. Ако се истражува односот R помеѓу напречниот пресек S на каналот од спроводниот апарат и соодветниот натопен периметер U за правоаголен, квадратен и кружен пресек ќе се констатира дека R има најголема вредност при кружен пресек каде што манометарските загуби се најмали и затоа малзникот со кружен пресек во последно време наоѓа голема примена.

Во зависност од добрите својства на спроводниот апарат со кружен напречен пресек процентуалните загуби ζ_{e-0} за млазникот, сметани од прирабницата е слика 53.6 до нејзиниот излезен пресек се:

$$\zeta_{e-0} = 0,02 \text{ до } 0,04$$

Внатрешните дијаметри и формата на спроводниот апарат (сл. 53.6) се определуваат од гледиште на минимални манометарски загуби. Практично се зема:

$$D_e = (3,5 \text{ до } 4,5) \cdot d \quad (1)$$

$$R = (1,5 \text{ до } 3) \cdot D_e \quad (2)$$

каде: d е дијаметар на млазникот,

R е радиус на коленото при средна линија на струењето.

Се препорачува брзината стурење на флуидот c_R во внатрешноста на спроводниот апарат да биде:

$$c_R = (0,12 - 0,14) \sqrt{2gH} \quad (3)$$

Дебелината на ребрата F од слика 53.6, треба да се избере така да брзината биде константна поради зголемувањето на надворешниот дијаметар на иглата N . Самиот млазник D може да се заменува. Клипот за урамнотежување C е прицврстен со манжетни и се користи за изедначување на аксијалниот притисок врз иглата N , чијшто поместување се извршува преку притисниот цилиндар P , кој добива команда од маслото под притисок.

Спроводниот апарат со кружен напречен пресек ги има следните предности: 1) лесна изработка (обработка на струг); 2) минимални манометарски загуби; 3) средната струјна линија не ја менува својата местоположба.

Максималната брзина c на истекување на водата од млазникот се одредува од изразот:

$$c = \sqrt{(1 - \xi_{e-0}) \cdot (1 - \rho)} \cdot \sqrt{2gH}$$

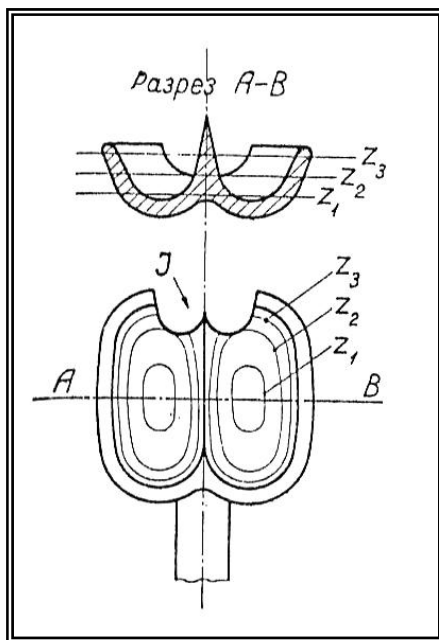
Ако $\rho=0$, за соодветниот брзински коефициент се добива вредноста:

$$Kc \equiv \frac{c}{\sqrt{2gH}} = \sqrt{1 - \xi_{e-0}}$$

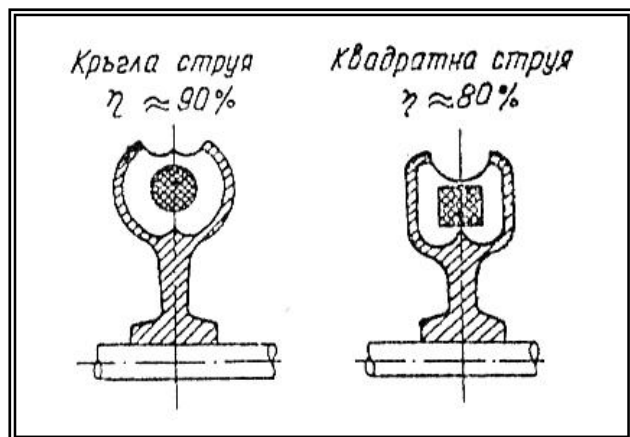
кадешто вредностите за ξ_{e-0} се одредени погоре. После замена се добива $Kc=0,98-0,99$. Овие вредности не одговараат на реалните, бидејќи при излез од млазникот ρ не е целосно еднаков на нула. Експериментално се добива:

$$Kc=0,81-0,83$$

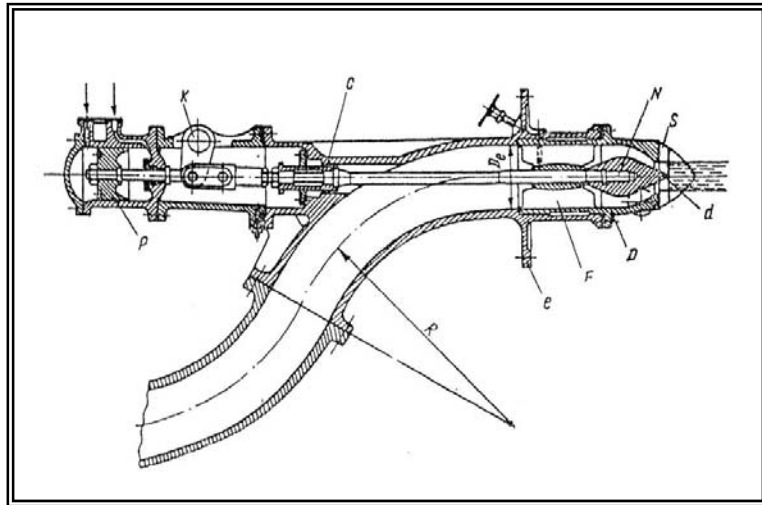
Од изложеното се заклучува, дека на влезот во млазникот степенот на реакција $\rho \neq 0$, бидејќи максималната брзина е некаде надвор од млазникот.



Слика 53.4

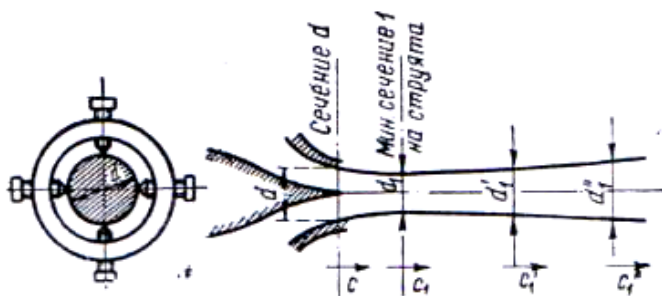


Слика 53.5



Слика 53.6

После излегување од млазникот со дијаметар d , слика 53.7, како последица на конструкцијата дијаметарот на млазот се намалува до вредност d_1 , а после тоа повторно расте поради отпорот на околниот воздух. Со посредство на уредот, прикажан на сликата, може да се измери соодветниот



Слика 53.7

напречен пресек S_1 . Од друга страна, се мери протокот Q и се отчитува нето падот H , од каде се определува брзината c_1 . Од експериментот се добива:

$$K_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{2gH}} = 0,98 \div 0,99 \quad (6)$$

од каде следува дека:

$$c_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = 0,985\sqrt{2gH}$$

или по извршувањето на сите активности се добива:

$$d_1 = 0.54\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (7)$$

каде Q е во m^3/s ; H – m ; d_1 – m .

Ако се изрази вкупниот проток Q_0 во dm^3/s за целата турбина, опремена со x млазника, и ако се замени во наведениот израз, се наоѓа препорачан од советските конструктори израз за дијаметар d_1 во mm , имено:

$$d_1 = 1000 * 0.54 * \sqrt{\frac{Q_0}{1000 * x * \sqrt{H}}} = 17.3\sqrt{\frac{Q_0}{x * \sqrt{H}}} \quad (8)$$

Дијаметарот на млазникот зависи од вредностите на формираниот агол α при врвот на иглата и образуваниот агол β при устието на млазникот, како по правило $\beta > \alpha$. За дадениот случај, кога $\alpha = \beta = 25^\circ$ и соодветниот брзински коефициент во слободниот отвор на млазникот е 0,82, по извршувањето на сите измени се доаѓа до изразот:

$$d = 0.614 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (9)$$

Повлекувањето h_0 на иглата за нормална моќност се добива од емпирискиот израз:

$$h_0 = 0,8 \cdot d \quad (10)$$

Основна намена на млазникот е да ја претвори целата расположлива енергија во кинетичка енергија $c_1^2 / 2g$, добиена од нето падот H . Односот помеѓу овие две енергии го изразува **степенот на совршенство на млазникот** и се нарекува **к.п.д. на млазникота**.

$$\eta_D = \frac{c_1^2}{2g \left(\frac{p_e}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \right)} \equiv \frac{c_1^2}{2g \cdot H} = K_{c_1}^2 \quad (11)$$

Равенката (9) го дава дијаметарот на млазникот при услови кога $\alpha = \beta$. Во пракса се работи обично со $\alpha \neq \beta$, но само кога е задоволен условот:

$$\beta - \alpha = 0 - 15^\circ$$

Најсоодветни за економична работа на турбината се покажале аглите $\alpha = 22 - 30^\circ$; $\beta = 22 - 45^\circ$.

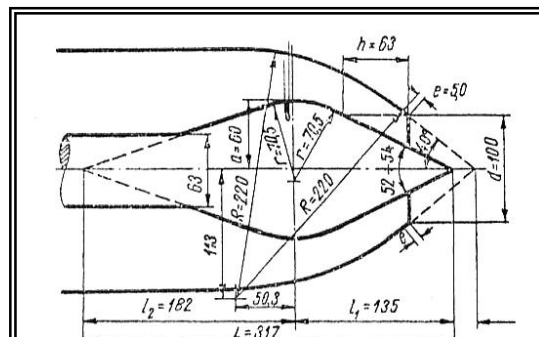
Кога ќе се земе предвид слободниот пресек помеѓу иглата и млазникот, изразено преку аглите α, β и дијаметарот d , и се примени равенката за континуитет, се стига до изразот:

$$\alpha = \sqrt{\frac{Q}{4.43 \cdot K \cdot K_c \cdot \sqrt{H}}} \quad (12)$$

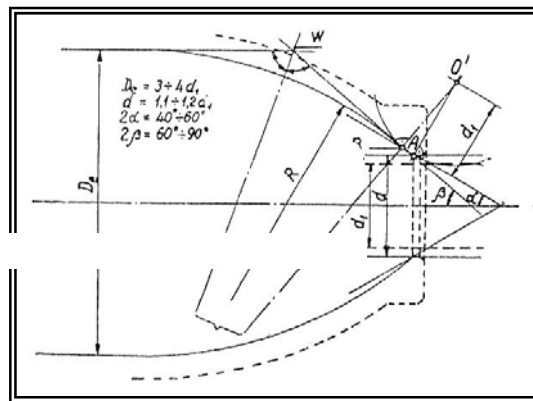
истовремено се докажува дека:

$$K_c = \frac{\pi(\beta - \alpha)}{\sin(\beta - \alpha)} \cdot 0.8 \cdot \sin \alpha - \frac{0.64 \cdot \sin^2 \alpha \cdot (\sin \beta - \sin \alpha)}{\sin(\beta - \alpha)}$$

Најсоодветни профили за млазникот и иглата се дадени на сл. 53.8, каде поедини димензии се наведени процентуално од отворот на млазникот и треба да се прифаќаат како ориентациони.



Слика 53.8



Слика 53.9

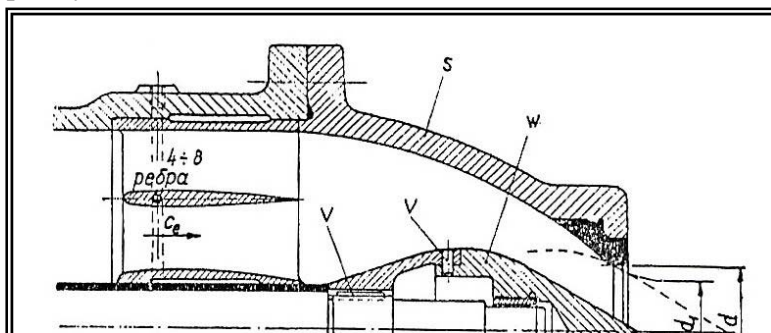
Податоците се преземени од Ленинградската градежно-машинска фабрика Ш18К и се дефинираат како што следува:

$$\begin{aligned}
 e &= (0,05 \text{ до } 0,075) \cdot d; & R &= (2,2 \text{ до } 2,5) \cdot d; \\
 h &= (0,60 \text{ до } 0,65) \cdot d; & L_1 &= (1,2 \text{ до } 1,6) \cdot d; \\
 r &= (0,65 \text{ до } 0,75) \cdot d; & L_2 &= (2 \text{ до } 1,6) \cdot d; \\
 a &= (0,60 \text{ до } 0,65) \cdot d; & L &= (3 \text{ до } 3,2) \cdot d;
 \end{aligned}$$

За определување на дијаметарот на млазникот ЛМЗ се користи изразот:

$$d = (1,15 \text{ до } 1,25) \cdot d_1 \quad (13)$$

Некои автори [11] препорачуваат млазникот да биде оформена според слика 53.9, каде лакот со центар O' врз нормалата низ точка A кон правецот, дефиниран со аголот α , овозможува да се извлече тангентата со наклон β кон профилот на млазникот во точка B . Пресечната точка на продолжението на правата $O'B$ со бисектрисата на аголот, образуван помеѓу предметната тангентата со агол β и телото на цилиндарот со дијаметар D_0 , го дава центарот на лакот со радиус R .



Слика 53.10

Физичката реализација на спроводниот апарат е прикажано на сл. 53.10, каде што телото се прави од легиран челик, а игла w од кован челик. Свездата за водење на иглата се прави со 4 до 8 бронзени ребра со крилен профил. Ребрата треба да бидат многу добро обработени и добро да лежат во меридијанската рамнина. Во спротивно може да се предаде на струјата вртливо движење, со што би се намалил к.п.д. на турбината.

Проф. Соколов го пресметал дијаметарот на млазникот врз основа на дијаметарот на млазот и соодветниот коефициент на контракција ε , определен од емпирискиот израз:

$$\varepsilon = 1 - 0.22 * \operatorname{tg} \beta \quad (14)$$

т.е

$$\varepsilon * \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

или

$$d = d_1 / \sqrt{\varepsilon} \quad (15)$$

Контракцијата се сведува до минимум, кога млазникот е заоблена до точка А (сл. 53.9)

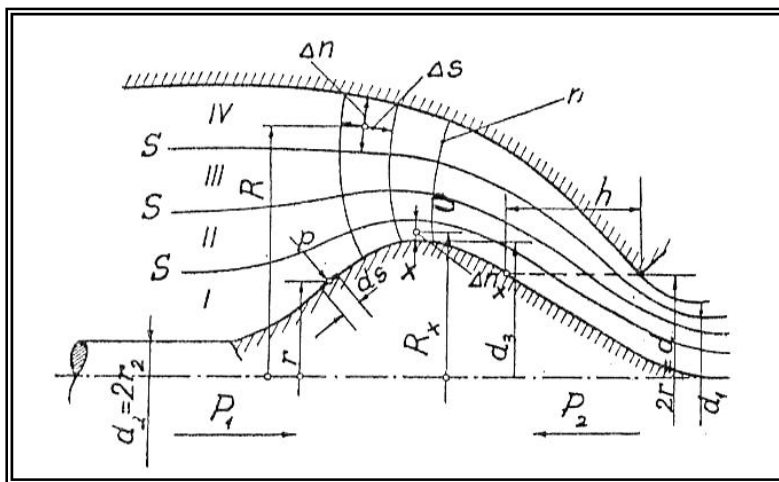
5.3. СИЛИ НА ИГЛАТА И НИВНО УРАМНОТЕЖУВАЊЕ

На прво место ќе се разгледуваат силите, кои се резултат од струењето на флуидот околу иглата. Бидејќи насоката на движење на силите се совпаѓа со оската на симетрија на иглата, силите ќе бидат чисто аксијални. Тие ќе се стремат да го затвараат или да го отвораат млазникот. Препорачано е овие хидродинамични сили, да се стремат секогаш да го отвораат млазникот. Таква е и целта на компензациониот клип С (слика 53.6). Во спротивно, при евентуален прекин на командниот механизам иглата го затвора млазникот и во цевоводот се предизвикува хидрауличен удар.

Во овој момент на разгледување, нема да се земе предвид силата P' , определена од слободната површина на клипот S и статичкиот притисок на флуидот, што практично е константна големина под услов загубите во цевките да се незначителни. Ќе се разгледува исклучително само дејството на флуидот околу иглата, при што силата која произлегува од струењето на флуидот околу иглата може да биде со насока на P_1 и да го затвора млазникот или со насока на P_2 и да го отвори млазникот (слика 54.1).

Се зема идеален флуид и се дефинира соодветна потенцијална мрежа, каде секоја од струјните влакна има проток ΔQ и напречно пресек $\Delta\Omega$, определено од

$$\Delta\Omega = 2\pi * R * \Delta n$$



Слика 54.1

Ако $\Delta\Phi$ е потенцијалната разлика помеѓу две последователни еквипотенцијални линии, оддалечени Δs , тогаш со извесно приближување за брзината важи зависноста $c = \Delta\Phi / \Delta\Omega$.

Со така одредена брзина има толку поголема точност колку Δs е помало, што може да се каже, дека мрежата мора да биде по можност погуста. Помеѓу две експлоатациони линии вредноста на $\Delta\Phi$ е константна од каде следува дека равенката за континуитет е:

$$\Delta Q = \Delta\Omega * c = 2\pi * R * \Delta n * \frac{\Delta\Phi}{\Delta s}$$

или

$$R * \frac{\Delta n}{\Delta s} = \frac{\Delta Q}{2\pi} * \frac{1}{\Delta\Phi} = const \quad (1)$$

Како што е веќе познато, равенката (1) го изразува условот за невртложно движење во осно симетричниот тек.

Бидејќи млазникот и иглата се со релативно мали димензии, се цртаат во зголемен размер за да се извршат евентуално корекции на прифатените профили.

Протокот се дели на m струјни влакна, секое со проток ΔQ , одреден од вкупниот проток на млазникот преку $AQ = Q / m$. Бројот m секогаш треба да биде цел број, за да има средна струјна линија s , која го дели протокот на половина. При разгледување на сликата за случај кога $m=4$ и брзината c во центарот на секое едно квадратче, вклучено помеѓу пресекот на дијаметрите d_1 и d_2 , на пример за растојание R_x од оската на иглата, ќе се одреди од:

$$c_x = \frac{\Delta Q}{2\pi * R_x * \Delta n_x} = \frac{Q}{8\pi * R_x * \Delta n_x} \quad (2)$$

Притисокот долж профилот се определува со Бернулиевата равенка, каде се занемаруваат загубите во внатрешноста на спроводниот апарат и не се води сметка за незначителни разлики во геодетските височини. Затоа од равенката за H на § 53 се добива:

$$\frac{p_e}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \equiv H = \frac{p}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad (3)$$

За разгледуваниот квадрат брзината е дефинирана со равенката (2); енергијата H се добива од познатиот нето пад. Затоа, за притисокот се добива:

$$p_x = \rho g * (H - \frac{c_x^2}{2g}) \quad (4)$$

Вдолж некоја еквипотенцијална линија n притисокот расте кон контурите на млазникот и се намалува кон контурите на игла. Тоа е поизразито, доколку радиусот на кривината d_3 е помал. Затоа, кога постои опасност од кавитација вдолж иглата, се препорачува струјните влакна I да се поделат на две и на тој начин вредностите на поединечните притисоци се определуваат со поголема точност.

Уште поголема прецизност се постигнува ако се изгради крива на измена на притисокот вдолж еквипотенцијалната линија и се екстраполира за точката x .

Сила на затварање. Така избраниот притисок p , кој што дејствува во произволно избрана точка од контурата на иглата, вклучен помеѓу дијаметрите d_2 и d_3 , може да се разложи на компонентата p_1 (сл. 54.2), која ја создава бараната сила P_1 и друга нормална на неа, чија резултанта е еднаква на нула поради симетрија.

Од сликата се гледа дека $p_1 = p * \sin \delta$; $d_r = d_s * \sin \delta$.

Елементарната сила dP_1 која дејствува врз површината $2\pi * r * ds$ има вредност:

$$dP_1 = 2\pi * r * ds * p_1 = 2\pi * r * ds * p * \sin \delta = 2\pi * r * p * dr$$

или

$$P_1 = 2\pi * \int_{r_2}^r p * r * dr \quad (5)$$

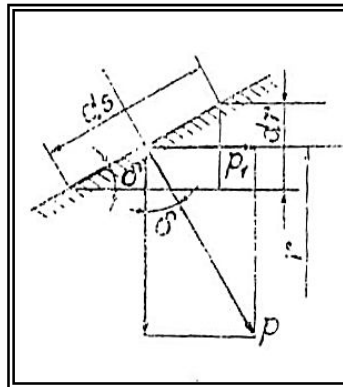
од сликата 54.1 $r_2=d_2/2$ и $r_3=d_3/2$

Бидејќи не се знае математичката зависност $p=f(r)$, решението на интегралот се врши графички, како за секоја точка од контурата се пресметува производот $p * r$ и се прави соодветна крива.

Сила на отворање. По аналогија на направеното за силата P_1 , за силата на отворањето P_2 се добива од интегралот:

$$P_2 = 2\pi * \int_{r_3}^0 p * r * dr \quad (6)$$

решението се пресметува исто така графички.



Слика 54.2

Резултантна сила. При отворена положба на иглата притисокот p кој ја одредува силата P_1 , е значително поголем од оној кој ја одредува P_2 ; затоа со сигурност може да се каже дека резултатнтната сила P ќе го има знакот на P_1 ако површината врз која што таа дејствува, е поголема, т.е:

$$P = 2\pi * \int_{r_2}^{r_3} p * r * dr - 2\pi * \int_{r_3}^0 p * r * dr \quad (7)$$

Специјален случај. Се зема дека иглата го затвара млазникот, односно $h=0$, $Q=0$, $c=0$; затоа од равенката (4) се добива $p = \rho * g * H = const$

Тогаш по равенка (7) се определува:

$$P = 2\pi * \int_{r_2}^{r=d/2} p * r * dr = 2\pi * \rho * g * H * \frac{(r^2 - r_2^2)}{2}$$

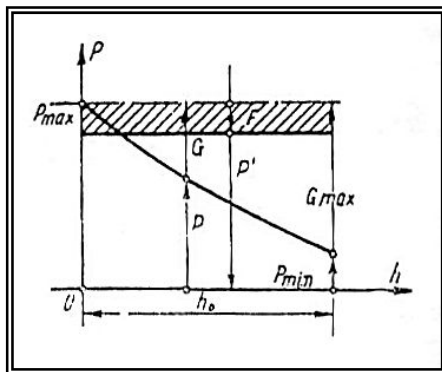
Максималната вредност P_{\max} на силата P за различните положби на иглата се добива од вредноста на $H = H'$, односно при затворена положба:

$$P_{\max} = \rho * g * \pi * (r^2 - r_2^2) * H' \quad (8)$$

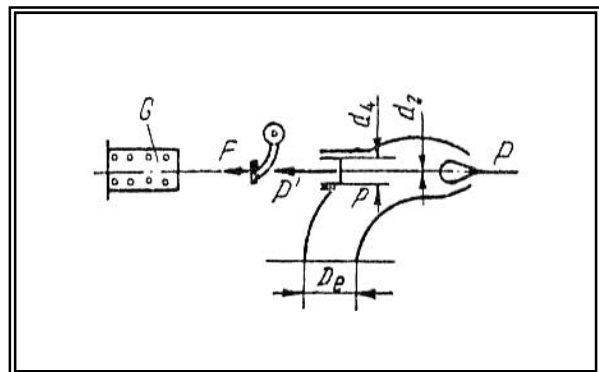
Ако радиусот на отворот на млазникот $r=d/2$ биде помал од r_2 , тогаш $P_{\max} < 0$, што ќе рече, дека резултантната сила има насока на P_2 и ќе се стреми, да го отвори млазникот. Оваа состојба е многу непријатна, бидејќи нема можност силата P да биде хидрулично избалансирана преку компензациониот клип. Затоа секогаш треба:

$$r_2 < d/2 \quad (9)$$

Независно од сето досега изложено, постојат случаи кога наведениот услов не е исполнет. Ова води до употребата на посилна пружина, која се стреми да го затвори млазникот, кога иглата е подигната.



Слика 54.3



Слика 54.4

Определената вредност за силата P важи само за утврдена состојба на иглата. Правилното урамнотежување на последната бара утврдување на функцијата $P = f(h)$, каде што h е одот на иглата, чија максимална вредност се означува со h_0

Се пресметуваат вредностите на P за три положби на иглата, имајќи ги предвид податоците од праксата.

1. Затворен млазник $h=0$; $Q=0$; $P=P_{\max}$
2. Полуотворен млазник $h=h_0/2$; $Q \cong \frac{2}{3} * Q_n$; $P = ?$
3. Отворен млазник за нормален проток $h=h_0$; $Q=Q_n$; $P=P_{\min}$.

Со наведените вредности за P се формира графикот на соодветната функција, прикажана на сл. 54.3, каде:

$$P_{\min} \cong (0,22 - 0,25) * P_{\max} \quad (10)$$

Урамнотежувањето на оваа променлива сила настанува само со променлив притисок, што дејствува врз клипот со константен напречниот пресек или преку пружина. Двата споменати начини имаат свои непогодности, имено:

1. Тешко е да се спроведе променлив притисок, што ќе биде функција од дејствувачкиот притисок вдолж профилот на иглата.
2. При евентуалното попуштање на пружината, иглата го затвора млазникот под дејство на силата P , како резултатот на што, се создава хидрауличен удар.

Во пракса се постапува на начинот прикажан на сл. 54.4. **Преку спирална пружина се создава нова променлива сила G** , која има иста насока со силата P и ја дополнува до нејзината најголемата вредност P_{\max} т.е

$$\begin{array}{ll} \text{при} & h=0; P=P_{\max}; G=0; \\ \text{при} & h=h_0; P=P_{\min}; G=G_{\max} \end{array}$$

$$P+G=P_{\min}+G_{\max}=P_{\max}$$

следува

$$G_{\max}=P_{\max}-P_{\min} \quad (11)$$

Дел од резултантната сила $P+G$ се урамнотежува преку компензациониот клип, чија сила P' (сл. 54.4) се стреми да го отвори млазникот и има вредност:

$$P' = \frac{\rho * g * \pi * H}{4} * (d_4^2 - d_2^2) \quad (12)$$

Дијаметарот d_2 се прецизира конструктивно, кога се зема предвид равенството (9), по што од равенката (12) се добиваат вредности за d_4 .

Остатокот од резултантната сила $P + g$ се урамнотежува преку надворешната сила P добиена од соодветниот подвижен цилиндар или со рачно дејствие:

$$F=P+G-P' \quad (13)$$

Бидејќи $P+G=\text{const}$ и $P'=\text{const}$, следува дека $F=\text{const}$ и се прикажува со хоризонтала паралелна на oh .

Работата потребна за отворање на иглата се определува:

$$A = \int_{h=0}^{h=h_0} F * dh \quad (14)$$

чија вредност се добива од штрафираниот простор на сл. 54.3.

Во пракса се работи со следните приближни вредности за F во функција од моќноста P на турбината:

$$\begin{array}{l} P=100, \dots, 5000, \dots, 10000 \text{ kW}; \\ F=1000, \dots, 5000, \dots, 10000 \text{ N}. \end{array}$$

За средни вредности на моќноста важи линеарната интерполација.

5.4. СИЛИ НА ВРВОТ НА СКРЕНУВАЧОТ, КАРАКТЕРИСТИЧНИ ПОДАТОЦИ И АГОЛНА БРЗИНА

Силата што настанува поради дејствувањето на флуидот врз скренувачот на млазот (секач) зависи од формата на скренувачот и се одредува од теоремата за импулс:

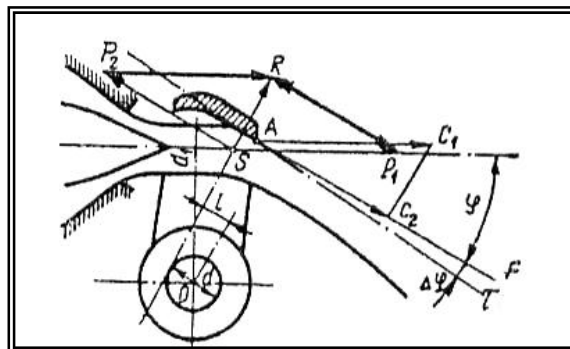
$$\vec{F} \equiv \frac{dI}{dt} = \rho * Q * (\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$$

Ударот на флуидната струја на секачот (сл. 55.1) може да биде поделен на две фази:

1. При ударот со скренувачот на млаз водните честички целосно ја губат својата брзина c_1 . Силата која притоа настанува се означува со P_1 , нејзината директриса останува централната оска на флуидната струја.

2. По првата фаза водните честички одново се забрзуваат и го напуштаат скренувачот со правец AF , со што ја обновуваат загубената брзина c_2 . Правецот AF се разликува од тангентата AT кон профилот на скренувачот со агол $\Delta\varphi$. Како последица на забрзувањето на течноста се создава реактивна сила P_2 , чиј правец е паралелен на излезната брзина c_2 .

Како точка на примена на силите P_1 и P_2 служи центарот на тежината S на флуидната струја во моментот на ударот.



Слика 55.1

Како последица на отстапувањето на флуидната струја и нејзиното простирање врз скренувачот излезната брзина е со различна вредност од влезната и се одредува од изразот:

$$c_2 = \psi * c_1 * \cos \varphi \tag{1}$$

каде што во зависност од профилот на скренувачот се зема $0.8 < \psi < 1$.

За проток Q и коефициент на брзината K_{c1} може да се напишат изразите:

$$\frac{c_1}{\sqrt{2gH}} = K_{c1}; \quad Q = \frac{\pi * d_1^2}{4} * c_1$$

Со оглед на тоа вредностите на силите P_1 и P_2 се определуваат од:

$$\vec{P}_1 = \rho * Q * (0 - \vec{c}_1) = -\rho * \frac{\pi * d_1^2}{4} * c_1 * \vec{c}_1$$

Броителот и именителот се множат со $2H$ и истовремено се заменува за $K_{C1} \cong 1$, при тоа се добива:

$$P_1 = -2 * \left(\frac{\pi d_1^2}{4} * \rho * g * H\right) * K_{C1}^2 = -2 * \left(\frac{\pi d_1^2}{4} * \rho * g * H\right) \quad (2)$$

Од тука се гледа дека дејството на флуидната струја е два пати поголемо отколку ако истиот нето над H дејствува по чисто статичен начин, во тој случај притисокот:

$$P_1' = \frac{\pi d_1^2}{4} * \rho * g * H$$

Аналогно (после сите замени) се добива:

$$\vec{P}_2 = \rho * Q * (\vec{c}_2 - 0) = 2 * \left(\frac{\pi d_1^2}{4} * \rho * g * H\right) * \psi * \cos \varphi \quad (3)$$

Резултантната сила R од двете сили се добива геометриски (сл. 55.1)

M - означува момент, со кој треба да се дејствува врз оската при ротација на скренувачот;

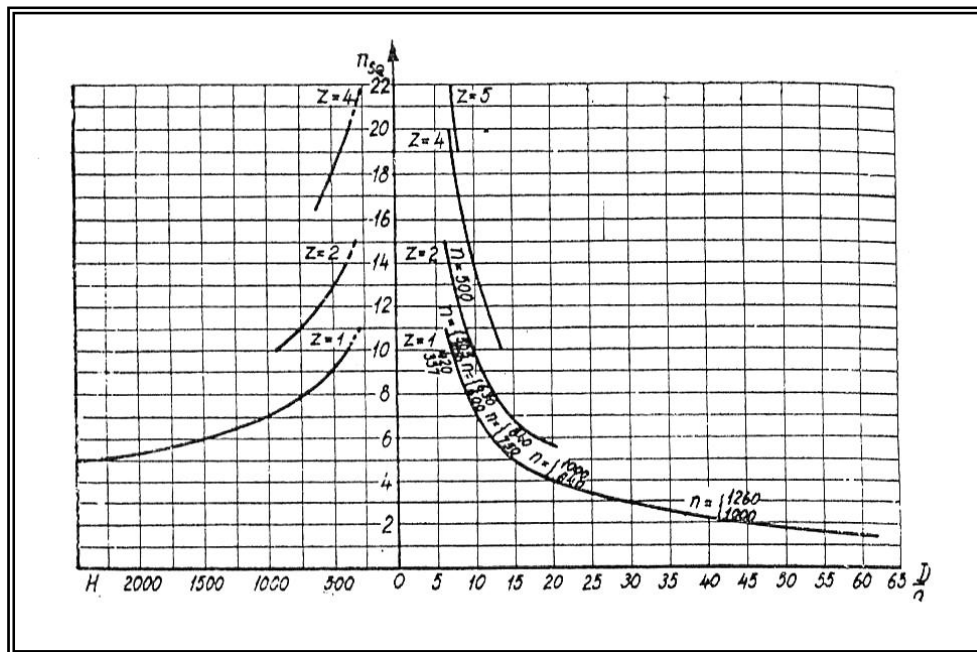
M_R - момент, предизвикан од R , т.е $M_R = R * l$;

f - коефициент на триење $\cong 0,2$;

M_f - момент од триење во грлото со дијаметар d , определен од $M_f = f * R * \frac{d}{2}$

Точката на ротација O на скренувачот треба да се избере така да, моментот има секогаш иста насока и минимално можна вредност.

$$M = M_f - M_R = 0,1 * R * d - R * l = (0,1 * d - l) * R \quad (4)$$



Слика 55.2

Поради големите удари, на коишто е подложен скренувачот, особено при турбини со голема моќност, тој треба да биде изработен од квалитетен материјал. Се препорачува легиран челик, каде површината која е изложена на абење, треба да се обложи со нерѓосувачки челик. Тоа води до конструкција на скренувачот со заменлив горен дел.

Карактеристични податоци се наведените еднодимензионални величини, кои се опфатени во § 9, и тука се добиени нови изрази за Пелтон турбина. За даден случај, протокот може да се определи како функција од дијаметарот на млазот d_1 и на тој начин овие карактеристични величини да се определат од суштинската врска d_1/D_1 кое се добива од табела. 55.1 според [19].

За средни вредности на n_s важи линеарната интерполација. При дијаметар на млазот $d_1 < 40$ mm треба да се очекува едно намалување на к.п.д од 1 до 10%.

Карактеристични исто така се кривите на сл. 55.2 според [29], кои даваат реципрочна вредност на односот d_1/D_1 во зависност од специфичните вртежи на протокот, бројот на млазника x и аголната брзина на вртежи n во минута, како и табела 55.2 по истиот автор, но дополнета со податоци за ЛМЗ [18], во која се наведени соодветни вредности за периферни брзински коефициенти во зависност од нето падот и други карактеристични величини на турбината.

Таблица 55.1

n_s	30; . . . ; 27; . . . ; 20; . . . ; 8,5; . . . ; 3,5
d_1/D_1	1/6,5; . . . ; 1/7,5; . . . ; 1/10; . . . ; 1/20; . . . ; 1/60
η	0,82; . . . ; 0,86; . . . ; 0,89; . . . ; 0,90; . . . ; 0,82

Таблица 55.2

H , м	K_{u_1}	D_1/d_1	n'_1 , об/мин	Q'_1 , dm ³ /s	Z_2 бр. лоп
100	0,420	6–8	35,5–37,5	94,5–53	14–18
200	0,425	7–9	36–38	69,5–42	16–19
300	0,430	8–11	36,5–38,5	53,0–28,2	17–20
400	0,440	9,5–12,5	37,0–39	37,7–21,7	18–21
500	0,445	11–14	37,5–39,5	28,2–17,3	19–23
750	0,455	16–19	38,0–40	32,2–9,34	24–28
1000	0,467	23	39,5	6,38	27–31
1500	0,475	42	40	1,93	39–46
1800	0,480	60	40,5	0,94	44–60

Ниските вредности и највисоката вредност за K_{u1} се однесуваат за мали моќности, при кои може да се прифати к.п.д. од 82%.

Ако се земат предвид граничните вредности 0,420 и 0,480 за K_{u1} и § 9, изразот за наведените еднодимензионални вртежи добива облик:

$$n'_1 = \frac{n * D_1}{\sqrt{H}} = 35,5 \text{ до } 40,5 \text{ врт/мин.} \quad (5)$$

Протокот на еден млазник е пропорционален на напречниот пресек на млазот со дијаметар d_1 и соодветната брзина c_1 , одредена од производот на брзинскиот коефициент и теоретската брзина, односно:

$$Q = \frac{\pi * d_1^2}{4} * K_{c1} * \sqrt{2g * H} \quad (6)$$

Со замена во соодветната равенка на § 9 и по трансформацијата се добива конечна форма на изразот за наведениот еднодимензионален проток:

$$Q'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} * \frac{K_{c1} * \sqrt{2g * H}}{D_1^2 * \sqrt{H}} = \frac{\pi \sqrt{2g}}{4} * K_{c1} * \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2 ;$$

$$Q'_1 = 3,48 * K_{c1} * \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2 \quad (7)$$

Аналогно се заменува во соодветната равенка на § 9, во изразот за моќноста:

$$P = \frac{\rho * g * Q * H * \eta}{1000} \text{ kW}$$

се заменува протокот, определен со равенката (6). После сите пресметки се добива:

$$P'_l = 34 * \eta * K_{c1} * \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2 \text{ kW} \quad (8)$$

Ако на ист начин во равенката за n_s од § 9 се замени протокот Q одреден по равенката (6), се добива:

$$n_s = 577 * K_{u1} * \sqrt{\eta * K_{c1}} * \frac{d_1}{D_1} \quad (9)$$

Ако се прифати $K_{u1} = 0,98$, $\eta = 0,85$, $K_{c1} = 0,42$ до $0,48$ и се замени во споменатите изрази се добиваат равенки, прилагодени од советските Конструктори, за целата турбина Пелтон, опремена со x млазника во паралела:

$$Q'_l = 3,4 * x * \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2 \text{ m}^3/\text{s} \quad (10)$$

$$P'_l = 28,3 * x * \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2 \text{ kW} \quad (11)$$

$$n'_s = (170 \text{ до } 220) * \sqrt{x} * \frac{d_1}{D_1} \quad (12)$$

Од направените основни истражувања на новоконструирани современи водни турбини се добиваат параметрите [35] за определување на основните параметри на турбина Пелтон, прикажани во табл. 55.3 и сл. 55.3, која ги дава вредностите на n_s за еден млазник и D_1, d_1 во зависност од нето падот H . Бидејќи утврдените во табела 55.3 статистички материјали се преземени од современите машини со големи моќности, изградени во последните две децении, к.п.д. е на светско ниво - 91%, за разлика од податоците во табела 55.2, чии материјали се земени од постари конструкции, поради што просечниот к.п.д. не може да биде повисок од 89%.

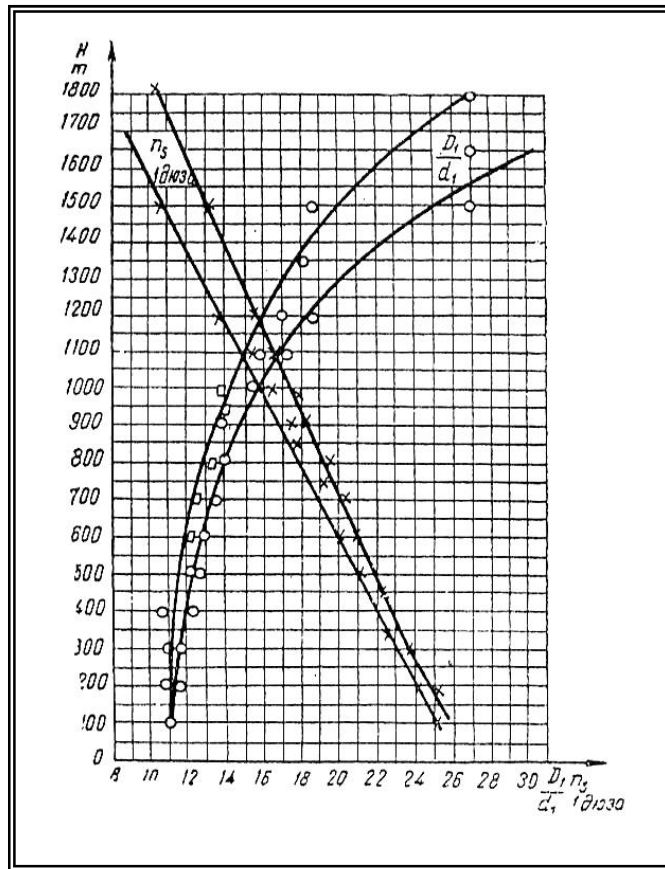
Аголната брзина при акциските турбини е разгледувана истовремено со таа на реакциските турбини во § 17, каде што се земени предвид истражувањата на Рајх и Вајбах, како и оние на Нехлеба. Не секогаш, има можност да се прифати најдениот тип на проектирана турбина. Во овој случај се препорачуваат вредностите за односот D_1, d_1 од табела 55.2 или 55.3 за разгледуваниот пад H при веќе пресметан дијаметар на млазот d_1 . Одтука се добива дијаметарот D_1 и од соодветната вредност за K_{u1} , отчитана од истата табела, се пресметува аголната брзина во врт / min:

$$n = \frac{60 * K_{u1} * \sqrt{2gH}}{\pi * D_1} \quad (13)$$

која треба да содржи во синхронната можна брзина.

Ориентациони податоци од праксата исто така дава и графикот [30] на сл. 55 4 пријавен на Светската енергетска конференција во Лондон во 1952 г.

Во зависност од теоретската моќност, нето падот и видот на турбината на абсцисата се отчитува аголната брзина во врт / min.



Слика 55.3

Таблица 55.3

H в м	K_{H_1} средно	n_1 средно	K_{c_1} средно	$\frac{H_1}{c_1}$ средно
100 ÷ 200	0,461	38,8	0,976	0,479
200 ÷ 300	0,458	38,8	0,965	0,481
300 ÷ 400	0,461	39,0	0,966	0,480
400 ÷ 500	0,469	39,6	0,969	0,484
500 ÷ 600	0,468	39,7	0,960	0,480
600 ÷ 700	0,468	39,7	0,965	0,480
700 ÷ 800	0,466	39,2	0,965	0,485
800 ÷ 900	0,455	39,3	0,975	0,482
900 ÷ 1000	0,465	39,4	0,977	0,474
1000 ÷ 1100	0,471	39,8	0,979	0,484
1100 ÷ 1200	0,466	39,5	0,965	0,483
1200 ÷ 1500	0,461	39,0	0,965	0,479
1500 ÷ 1800	0,462	39,1 ₅	0,960	0,500

Ако при соодветниот пад на турбината пресметките покажат вредност за аголната брзина, вклучена меѓу две последователни синхрони брзини, мора секогаш да се прифати помалата.

Како што е веќе познато, **синхроната аголна брзина** n врт/ мин при променлив проток $f = 50 \text{ Hz}$ и p пара на полови се определува од изразот:

$$p \cdot n = 60 \cdot f \quad \text{или} \quad n = 3000/p \quad (14)$$

каде што p може да има вредност 1 (во исклучителни случаи), 2 и да достигне највисока досега позната вредност 64.

При проектирање на дадено работно коло обично се познати падот H и протокот Q . Моќноста P се пресметува, соодветната вредност за η се отчитува од графикот на сл. 6.3.

Од графикот на сл. 17.3 се отчитува вредноста на n_s за дадениот пад H . Изразот за брзоодоста дозволува да се пресмета аголната брзина во vrt / min :

$$n = \frac{H \cdot \sqrt[4]{H}}{\sqrt{P}} \cdot \eta_s \quad (15)$$

кои треба да се координираат со синхроните вртежи.

Во случај кога работното коло е со двострано истекување на водата, n_s се пресметува со моќноста на едната половина. При турбина Пелтон n_s се пресметува, кога ќе се земе предвид развиената моќност од еден млазник.

Во равенката (15) моќноста P е во kW, а падот H во м.

5.5. ОСНОВЕН ДИЈАМЕТАР И ТРИАГОЛНИЦИ НА БРЗИНИ

Одделните водни честици од млазот со минимален дијаметар d_1 ја допираат лопатката на работното коло на најразличен начин и во точки на најразлични растојанија од оската на вртење, слика 56.1. Млазот треба да паѓа нормално на централната (влезниот) ивица, потоа да се шири симетрично врз целата површина на лопатката. Ако млазот паѓа под нагиб како што покажуваат стрелките Y и Z ќе има лошо предавање на енергија и низок к.п.д.

Од сликата се гледа дека млазот дејствува на најразлични дијаметри од работното коло. За влезен дијаметар D_1 се зема дијаметарот на централниот круг и се вика **основен дијаметар**.

Дијаметарот D_1 се пресметува по главната турбинска равенка, приложена за случај на максимално оддавање енергија т.е. $c_{u2} = 0$ или $u_1 = \eta_H g H / c_{u1}$.

Од равенката (11) во §5.2. се определува $H = \frac{c_1^2}{2g \cdot K_{c_1}^2}$ и се заменува во наведената равенка, како истовремено се истакнува дека $c_{u1} \approx c_1$ следува:

$$u_1 = \frac{\eta_H \cdot c_1}{2 \cdot K_{c_1}^2} = \frac{\eta_H \cdot K_{c_1} \cdot \sqrt{2g \cdot H}}{2 \cdot K_{c_1}^2} = 2,28 \cdot \eta_H \cdot \sqrt{H} \quad (1)$$

или

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot D_1 \equiv 2,28 \cdot \eta_H \cdot \sqrt{H}$$

Од претходната равенка се гледа дека може да се напише:

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \quad (2)$$

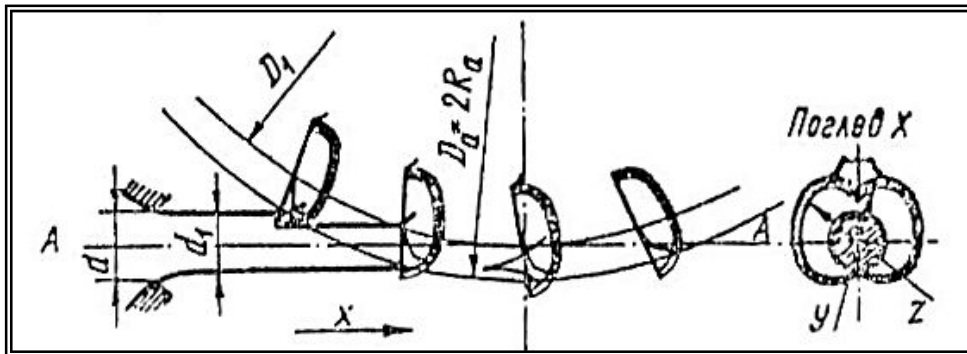
Бидејќи со извесно приближување може да се замени за $\eta_H \approx K_{c_1}^2$

Со оглед на изложеното и на малата вредност на влезниот агол $\beta_1 \approx 10^\circ$, прикажан на триаголниците на брзина на слика 56.2, каде постои геометрискиот збир:

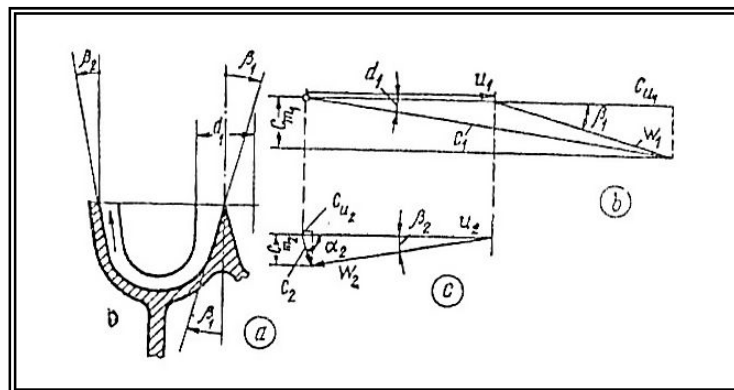
$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1 \quad (3)$$

се пишува со задоволувачка точност:

$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \approx 2\vec{u}_1 - \vec{u}_1 \approx \vec{u}_2 \quad (4)$$



Слика 56.1



Слика 56.2

Бидејќи млазот ја допира површината на лопатката косо под агол β_1 , релативната брзина w_1 се разложува геометриски на реална релативна брзина w_{12} и ударна компонента $w_{s1} = w \cdot \sin\beta_1$, за која во случајот на слика 56.2 не се води сметка. Се усвојува $w_{1r} \approx w_{1r}$.

При излезниот триаголник на брзина аголот β_2 со вредности од 5 до 10° треба да се одбере така да периферната брзина c_{u2} е нула. Олеснување во тој поглед дава и условот $w_1 \approx w_2$. Се усвојува исто дека $u_1 = u_2$.

Дијаметарот D_1 се добива во m од равенката (1):

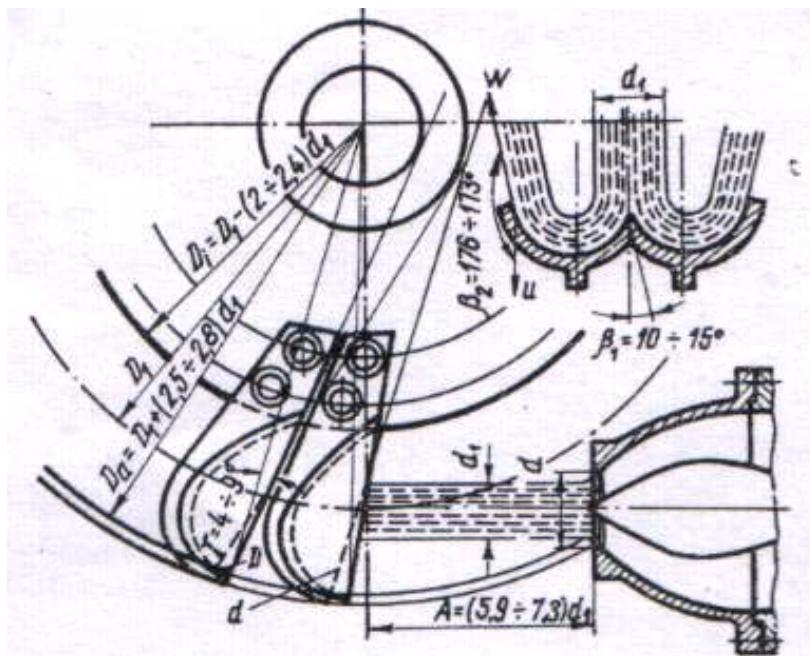
$$D_1 = \frac{2,28 \cdot 60 \cdot \eta_H \cdot \sqrt{H}}{\pi \cdot n} = 43,5 \cdot \eta_H \cdot \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (5)$$

или со коефициентот K_{u1} , отчитан од табелата 55.2 и даден во §10 :

$$D_1 = \frac{84,5 \cdot K_{u1} \cdot \sqrt{H}}{n}$$

Манометарскиот к.п.д. се пресметува по §10 во зависност од податоците за вкупниот к.п.д. отчитан од универзалната карактеристика на турбините од иста фамилија. За средна вредност се зема дека е $\eta_H \approx 88\%$.

Откако ќе извршат пресметките, потребно е да се исконтролира односот d_1/D_1 од табелата 55.1 како и вредноста добиена по равенката 10 во §5.4. за пресметаниот единечен проток.



Слика 56.3

Останува да се пресметаат останатите дијаметри на работното коло преку емпириски равенки, дадени на слика 56.3. Покажани се аглите β_1 и β_2 со дополнителниот до 180 агол γ , кој ја определува положбата на излезната ивица спрема радиусот како и растојанието A меѓу вертикалата низ оската на вртење и излезот на млазникот. Ова не е внесено во табелата и следува дека млазникот би бил по надесно.

5.6. БРОЈ И ДИМЕНЗИИ НА ЛОПАТКИТЕ

Бројот на лопатките треба да се определи од гледна точка на најрационално искористување на кинетичката енергија на сите водни честички. Дејството на лопатките на млазот има извесни несакани ефекти, како прскање на дел од водата надвор од лопатките, поради што бројот на лопатки нетреба да биде поголем од потребниот.

Се разгледува ротационо движење со аголна брзина ω на две последователни лопатки 1 и 2, слика 57.1, и праволиниското движење на млазот со брзина c_1 . Во моментот, кога влезната ивица E_2 на лопатката 2 ќе ја пресече и последната струјна линија од млазот, пред лопатката 2 во насока на стрелката ω , ќе остане да се движи само отсечениот млаз. Млазот ќе го запази своето праволиниско движење до моментот кога ќе ја достигне претходната лопатка 1 и ќе се разлее врз неа. Ослободувањето на лопатката 1 од отсечената струја има големо значење за к.п.д. на турбината. Кога ослободувањето неможе да се спроведе, тогаш се вели дека има **пулсации**.

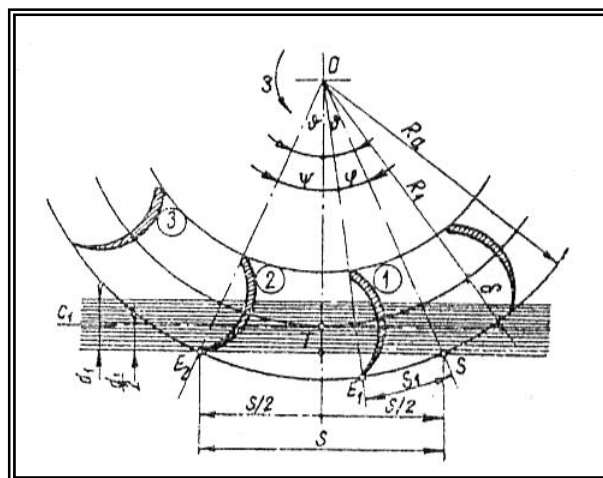
ω - аголна брзина

z - број на лопатки

t_1 - време неопходно за точката E_1 од лопатката 1 да го помине лак $s_1 = E_1S$

t_2 - време неопходно водната честичка да го помине праволинискиот пат

$s = \bar{E}_2\bar{S}$



Слика 57.1

Се задржуваат ознаките прикажани на слика 57.1, и може да се напише:

$$R_a = R_1 + \delta; \quad \delta = k \cdot d_1; \quad k = 0,95 \div 1,05$$

Определувањето на бројот на лопатки се ограничува од пресметката на аглиите $2\mathcal{G}$ и φ , од каде се определува аголниот чекор ψ според изразот:

$$\psi = 2\mathcal{G} - \varphi \quad (1)$$

Се констатира дека точката Т лежи врз правата $E^T C$ и вертикалата во оската на вртење, за вредноста \mathcal{G} се добива:

$$\cos \mathcal{G} = \frac{OT}{OE_2} = \frac{R_1 + \frac{d_1}{2}}{R_a} = \dots = \frac{1 + \frac{d_1}{D_1}}{1 + 2K \frac{d_1}{D_1}} \quad (2)$$

Аголот φ одговара на криволинискиот пат $s_1 = R_a \varphi$, точката E_1 од кругот со радиус R_a има вредност:

$$u_a = \omega R_a \quad \text{каде} \quad \omega = \frac{u_1}{R_1}$$

следува:

$$t_1 = \frac{s_1}{u_a} = \frac{R_a \varphi}{R_a \omega} = \frac{\varphi R_1}{u_1} \quad (3)$$

Времето се определува како:

$$t_2 = \frac{\overline{E_2 S}}{c_1} = \frac{s}{c_1},$$

$$s = 2R_a \sin \mathcal{G} = 2(R_1 + kd_1) \sin \mathcal{G}$$

или

$$t_2 = \frac{2(R_1 + kd_1) \sin \mathcal{G}}{c_1} \quad (4)$$

За да нема пулсации на струјата, неопходно е $t_2 < t_1$ или преку заменување по равенките (3) и (4):

$$\varphi > 2 \frac{u_1}{c_1} (1 + 2k \frac{d_1}{D_1}) \sin \mathcal{G}$$

Се заменуваат реалните брзини со техничките коефициенти на брзината и истовремено се изразува $\sin \mathcal{G}$ преку $\cos \mathcal{G}$ по равенката 2, како резултат на што се добива:

$$\varphi > 2 \frac{K_{u1}}{K_{c1}} \sqrt{(1 + 2K \frac{d_1}{D_1})^2 \cdot (1 + \frac{d_1}{D_1})^2} \quad (5)$$

Заклучок: Колку е односот $\frac{d_1}{D_1}$ помал, т.е. колку n_z се помали, толку аголот ϑ е помал, од каде следува дека бројот на лопатките ќе биде поголем. За поголема сигурност против пулсации на струјата бројот на лопатките се определува од:

$$Z = \frac{2\pi}{\psi} + (1 \div 3) \quad (6)$$

$$Z = \sqrt{\frac{D_1}{d_1}} + 17, \quad \text{кога } \frac{D_1}{d_1} < 12$$

$$Z = 0,4 \cdot \frac{D_1}{d_1} + 16, \quad \text{кога } \frac{D_1}{d_1} > 12$$

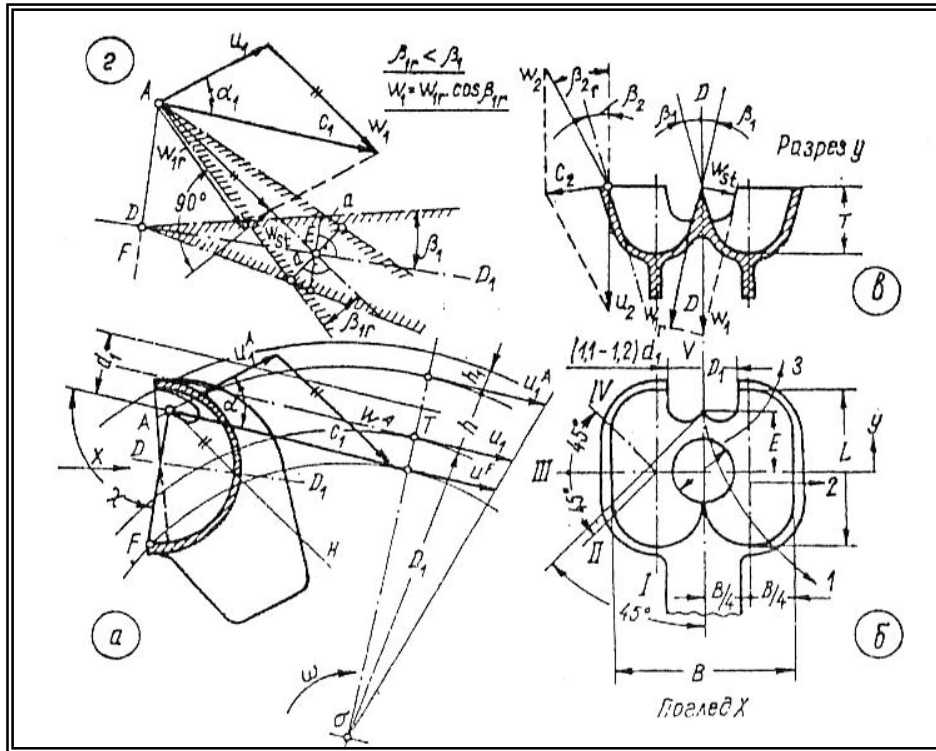
$$Z = 0,5 \cdot \frac{D_1}{d_1} + 15, \quad \text{кога } 6 < \frac{D_1}{d_1} < 35$$

Ориентациониот број на лопатките е даден во табела 55.2.

Димензиите на лопатките имаат тесна врска со дијаметарот d_1 на струјата. За определена струја многу голема лопатка ќе даде големи загуби од триење поради долгиот пат, којшто струјните линии треба да го поминат од влезната до излезната ивица. Мала лопатка дава мали загуби од триење, меѓутоа големо скршнување на флуидната струја заради малата ширина создава големи загуби на предадената енергија. Само со експериментално истражување во таа насока дава правилно димензионирање на лопатката.

Кога турбината има различни режими на работа, таа се димензионира со нормалната флуидна струја, т.е. протокот при којшто најчесто работи машината. Ако максималниот проток е многу поголем од нормалниот, тогаш треба да се земаат горните граници од емпириските равенки за димензионирање на лопатките.

Напречниот пресек на централната ивица треба да има остра форма и вдлабнат профил, во тој случај подобро се води флуидната струја. За отстранување на несиметричното оптоварување на двете половини на лопатката, кое произлегува од предвременото скршнување на флуидната струја, се практикува почетниот профил да биде права линија до одредена должина, а после тоа почнува скршнување на струјата и предавање на енергијата.



Слика 57.2

Издаденоста на влезната ивица нанадвор, односно дали точката А од слика 57.2 треба да биде поблиску кон центарот на вртење или поблиску кон периферијата зависи од бројот на лопатките. Колку бројот на лопатки е помал, точката А се наоѓа кон надвор. Приближен показател во хоризонтална проекција за најсоодветна положба на точката А определена со размерот Е се добива од изразот:

$$E \approx (0,9 \div 1,2) \cdot d_1 \quad (7)$$

Показатели во таа насока се даваат исто и за димензиите h и h_1 , кои се определуваат според емпириските изрази:

$$h = (0,95 - 1,05)d_1 \quad (8) \text{ и } (9)$$

$$h_1 = (0,18 - 0,20)d_1$$

Средната влезна ивица како и целата лопатка се наклонети наназад, за да се олесни излезот на водата и до одреден степен да се скрати траекторијата на последната влезна струјницата во лопатката. Наклонот е означен со аголот X (слика 57.2) и се движи во граници од 96° до 106° .

Помалите вредности за X се однесуваат за поголемите односи на $\frac{d_1}{D_1}$, односно за лопатки со голем n_s , додека поголемите вредности на X се усвојуваат за помалите n_s .

Влезниот агол β_1 треба да биде што е можно помал и да се приближува кон идеалниот случај, $\beta_1 = 0$. Тоа, во пракса, не е можно да се постигне, и обично овој агол е со вредности во граници од $2\beta_1 = 15 - 30^\circ$ како што препорачуваат светските конструктори. Некои автори препорачуваат $2\beta_1 = 10 - 15^\circ$, меѓутоа тоа значи и поквалитетна и пофина изработка.

Излезниот агол β_2 е различен по должината на излезната ивица. Неговата минимална вредност треба да се одреди од условот водата да може слободно да ја напушти лопатката. Излезната водена струја не треба да биде успорена од претходната лопатка. Опасноста од тоа е помала доколку водената струја се разлева во потенок слој при напуштање на лопатката. Експериментите покажале дека овој агол се движи во граници од $\beta_2 = 5 - 10^\circ$.

Како ориентација за промената на аголот β_2 по лопатката со $n_s = 10 - 20$ се даваат следните вредности за пресеците од I до V.

Пресек:	$I - \beta_2 = 30 - 40$
	$II - \beta_2 = 20 - 30$
	$III - \beta_2 = 10 - 20$
	$IV - \beta_2 = 5 - 10$
	$V - \beta_2 = 0 - 5$

Широчината на лопатката е многу важна за формата и рационалното дејствување. Малата широчина B (слика 57.2) има предност, бидејќи скренувањето на струјата се извршува по пократок пат, односно помали се загубите од триење. При големите кривини растат значителните локални загуби, кои при полното оптоварување ги надминуваат загубите од триење при мало оптоварување. Експериментите покажуваат дека широчината е линеарно зависна од дијаметарот на млазот. Затоа при проектирање на турбината треба да се има во предвид степенот на оптоварувањето, кое ќе се определува од турбината.

Се препорачува:

$$B = (3,5 - 4)d_1,$$

во услови на работа на машината при големи протоци, односно:

$$B = (2,8 - 3,2)d_1$$

во услови кога максималниот коефициент треба да биде при мали протоци односно турбината да работи нормално со делумни оптоварувања.

Според Рајхел и Вагенбах за турбина со $\frac{d_1}{D_1} > 12$ се усвојува:

$$B = 2,6d_1$$

Длабочината на лопатката дозволува влезната средна ивица да има остра правилна форма, меѓутоа потребно е голема кривина (мали радиуси на кривина), кај дното на лопатката. Како најсоодветна длабочина T (слика 57.2) се смета кога е исполнет условот:

$$T = (0,6 - 0,9)d_1.$$

Според споменатите препораки за турбини со $\frac{D_1}{d_1} > 12$ се зема:

$$T = 0,9d_1$$

Излезната ивица на лопатката се прави во форма на два полукруга поврзани со права линија или во форма на елипса. Должината L се определува од:

$$L = (2,3 - 2,8)d_1$$

Ниската граница се однесува за поголемите вредности на $\frac{D_1}{d_1}$, додека високата за ниски.

Должината L за турбина со $\frac{D_1}{d_1} > 12$ се зема да биде:

$$L = 2,3d_1$$

Преодната крива од влезната кон излезната ивица треба да биде доволно мазна и да дозволува релативната брзина постепено да преминува од вредност w_1 кон w_2 . Блиску до влезната ивица кривината е мала поради големата кинетичка енергија на млазот, со приближување кон излезната ивица кинетичката енергија се намалува, а кривината се зголемува. Од друга страна, експериментите покажуваат дека кружната излезната ивица и средната влезна ивица треба да лежат приближно во иста површина.

5.7. СИЛИ ВРЗ ЛОПАТКАТА И ЈАКОСТНА ПРЕСМЕТКА

Врз лопатката дејствуваат два вида на сили - центрифугалната инерцијална сила F_i , која што е во правец на радиусот на колото, и сила од млазот, со правец на тангентата повлечена на основниот дијаметар на колото.

5.7.1. Центрифугална сила

Ако G е тежината на лопатката со центар во тежиштето, на растојание r од оската на ротација со аголна брзина ω и периферна брзина u во m/s, за центрифугалната сила се добива:

$$F_i = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{r}$$

Кога ќе се земат во предвид и носечките ребра на лопатката, нејзиниот центар на тежината се наоѓа приближно на основниот дијаметар, односно $r = R_1 = \frac{D_1}{2}$ според слика 57.2 $u = u_1$, после заменување се добива:

$$F_i = \frac{2G}{gD_1} \cdot K_{u_1}^2 \cdot 2gH = \frac{4 \cdot G \cdot H \cdot K_{u_1}}{D_1}$$

Ако се прифати една средна вредност за K_{u_1} - на пример 0,45, тогаш за нормален број на вртежи n се добива:

$$F_i = 0,8 \cdot G \cdot \frac{H}{D_1}$$

а за граничниот број на вртежи n_p од равенката 2 се добива:

$$F_{i \max} = 0,8 \cdot \frac{GH}{D_1} \cdot \left(\frac{n_p}{n} \right)^2$$

Бидејќи коефициентот на периферната брзина за граничниот број на вртежи е од ред на 0,86 до 0,9, за максимална вредност на центрифугалната сила се добива:

$$F_{i \max} = (3 - 3,2) \cdot \frac{G \cdot H}{D_1}$$

5.7.2. Сила од млазот

Силата P_{uR} од млазот кој што дејствува врз целото коло на растојание R_1 од оската на ротација, се добива од равенката за промена на количеството на движење:

$$\vec{P}_{uR} = \rho \cdot Q \cdot (\vec{c}_{u1} - \vec{c}_{u2})$$

Доколку сакаме да определиме колкав дел од таа сила дејствува на една лопатка, во горната равенка треба да се земе, не целиот проток Q , туку протокот q , кој поминува низ една лопатка. Тие два протоци се пропорционални: првиот на апсолутниот брзински коефициент K_{c1} , а вториот на релативниот брзински коефициент K_{w1} ; според тоа следи:

$$q = Q \cdot \frac{K_{w1}}{K_{c1}} = Q \cdot \frac{K_{c1} - K_{u1}}{K_{c1}}$$

Тука протокот се изразува преку напречниот пресек на млазот и соодветната брзина c_1 т.е.

$$q = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot K_{c1} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \frac{K_{c1} - K_{u1}}{K_{c1}}$$

Од триаголниците на брзини на слика 56.2 се добива:

$$\vec{c}_1 - \vec{u}_1 = \vec{w}_1$$

Бидејќи турбината е акциска, релативните брзини се еднакви по своите апсолутни вредности, односно $|w_1| = |w_2|$ или $\vec{c}_1 - \vec{u}_1 = \vec{w}_2$.

Од друга страна, за излезниот триаголник на брзини, каде периферната брзина е $\vec{u}_2 = \vec{u}_1$, може да се напише $\vec{c}_{u2} = \vec{u}_1 - \vec{w}_2 \cdot \cos \beta_2$.

После замената на w_2 со нејзината пресметана вредност, како и на реалните брзини преку коефициентите за брзина, се добива периферната компонента на брзината:

$$c_{u2} = [K_{u1} - (K_{c1} - K_{u1}) \cdot \cos \beta_2] \cdot \sqrt{2gH}$$

Бидејќи аглите β_2 и α_1 се многу мали, во равенката 7 може да се замени $\cos \beta_2 \approx 1$ и да се определи разликата $c_{u1} - c_{u2}$, доколку се земе:

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1 \cdot 1 = K_{c1} \cdot \sqrt{2gH}$$

или

$$c_{u2} = [2K_{u1} - K_{c1}] \cdot \sqrt{2gH}$$

После соодветна замена и средување се добива:

$$[c_{u1} - c_{u2}] = 2 \cdot [K_{c1} - K_{u1}] \cdot \sqrt{2gH}$$

За силата P_u од млазот, која што дејствува врз една лопатка од равенката 4 се добива:

$$P_u = \rho \cdot g \cdot 2 \cdot \sqrt{2gH} \cdot [K_{c1} - K_{u1}]$$

После замена со равенката 6 и со средување се добива:

$$P_u = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot (K_{c1} - K_{u1})^2$$

Силата P_u е минимална на празен од и има максимум при блокирано работно коло ($K_{u1} = 0$ и $K_{c1} \approx 1$); според тоа следува:

$$P_{u\max} = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot K_{c1}^2 \approx 4 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$

односно **четири пати поголема статичка сила врз истиот пресек на млазот.**

Јакостната пресметка на лопатката се врши со силата $P_{u\max}$ за најоптоварените пресеци кои се взаемно нормални и минуваат низ коренот на лопатката. Првиот е паралелен на влезната ивица, т.е. по еден пресек за секоја полулопатка, а вториот е вкупен за двете полулопатки и се наоѓа внатрешно на млазот за положба, кога тој е тангентата на кругот опишан со основниот дијаметар.

5.8. ТЕХНОЛОШКИ КАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ИЗРАБОТКА НА ЛОПАТКИТЕ

Материјалот на лопатките на работното коло на Пелтон турбините зависи од нето падот, како и од содржината на абразивни примеси во водата. Според светските технолози при пад до 100 метри лопатките се леат од чисто железо. Кога падовит е се од 100 до 200 метри и при $n_s < 20$, лопатките може да се излеат од железо само под услов јакостната пресметка да задоволи за нормален и граничен број на вртежи (вртежи при побег). Кога $n_s > 20$ и падот се движи во граници од 100 до 200 метри, лопатките се леат од челик. При пад од 200 до 400 метри се употребуваат легирани челици.

За падови поголеми од 400 метри лопатките се изработуваат од нерѓосувачки челик со 10 до 15% содржина на хром. Навртките и завртките за прицврстување на лопатките за дискот на турбината се прават од челик со содржина на јаглерод од 0,34 до 0,42%, дозволени напони на растегнување 90 до $95 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ и тврдост по Бринел 260 до 270.

Изработката на модел за обликување на формата и леењето на лопатките се врши на два начина: а) со помош на хоризонталите (овој начин е карактеристичен за Францис турбините); б) со помош на шаблони од алуминиумски лимови дебели 1mm, отсечени по точен цртеж во размер 1:1. Се изготвуваат неколку калапи, прво за внатрешната страна на лопатката, кои ќе лежат вдолж правецот I (слика 57.2) на одредени растојанија од централната ивица, и друго во правец на III, каде што центрирањето се извршува по ножот на влезната ивица или оформената веќе површина на излезната ивица. За надворешната форма - грбот на лопатката исто така се прават потребен број на шаблони, како и за самиот свиткан отсечок.

Моделот на лопатката се изработува од суво тврдо дрво. Најпрво се изработува грбот, доколку рамнината на излезната ивица дозволува да се центрираат соодветните габарити, по што се преминува на вдлабнатиот дел од предната страна. Моделот се полира и се фарба соодветно.

Леењето се врши во дводелен калап, со тоа што предната страна е долу, а задната горе, односно моделот е покриен во долниот калап, ливниците се поставуваат врз ребрата што се свртени нагоре. При сериско производство се изработува алуминиумски калап, излиен по модел од дрвени калап.

Чистењето на внатрешната работна површина се врши со помош на брусни глави, со што постои строг услов да централната ивица остане како симетрала на лопатката. Допуштени се толеранции не поголеми од 0,5 mm. Добро е површинската обработка да биде со ознака 7, кое што води до повисок к.п.д и помало абеење.

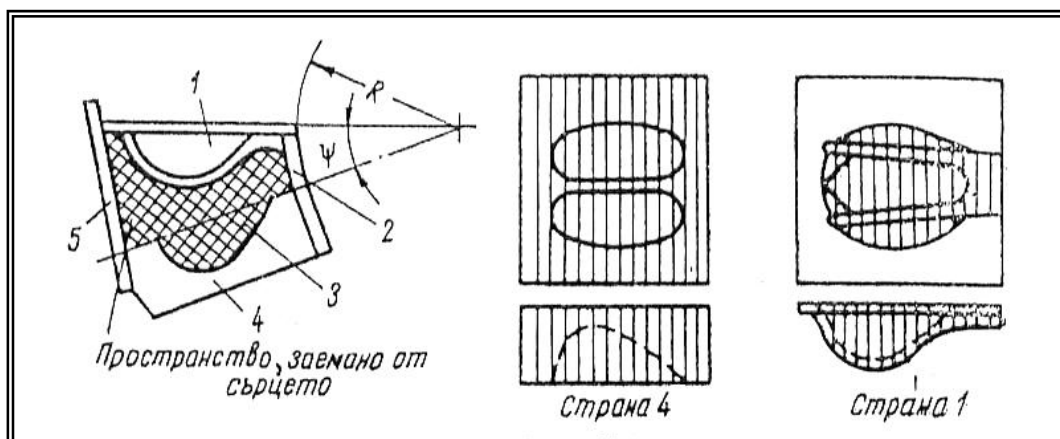
Доколку се забележат пукнатини по работната површина на лопатката, се пробиваат со дупчалка и отворот се зачепува со клин изработена од истиот материјал како и лопатката, без заварување. Се дозволуваат до 20 болцни на една лопатка. При поголем број пукнатини се пристапува кон електрозаварување, по што лопатката наново се бруси како и при болцните.

Брусето се контролира со просторни шаблони, т.е. голем број на шаблони со насоки на I и III, слика 57.2, поврзани во една целина. Дозволеният зјај помеѓу обработливата површина и шаблонот не треба да биде поголема од 0,5 mm.

Делот на лопатката или опашката, со кој таа се зацврстува со дискот на турбината, се обработува на струг со помош на соодветни помагала откако се обработени внатрешната и надворешната страна на лопатката.

По обработката, лопатките се монтираат на дискот, и на него се прицврстуваат со завртки и се центрираат со помош на конични клинови со коничност од 1/200 до 1/400. Изработеното работно коло се балансира на соодветен начин како статички така и динамички.

Калапите и одливањето на работното коло од едно парче, треба да одговараат на високите барања, како по односот на квалитетот на работната површина, така и по однос на точноста на чекорот. Отстапување од чекорот се дозволува до $\pm 0,5$ mm. Тоа доста ја отежнува монтажата на срцата кои од една страна го образуваат лицето (вдлабнатиот дел), а од друга страна - грбот на лопатката. Тие треба да бидат со висок квалитет и при влажни услови да ја задржат неопходната тврдост за зачувување на димензиите. Приготвувањето е во соодветна кутија, прикажана на слика 60.1, кадешто штрафираната област претставува простор, земено од површината на јадрото. Страните 1 и 4 на кутијата се изработуваат по димензии и го формираат грбот, односно лицето на лопатката. Страните 2 и 5 се изработуваат со истегнување на соодветните радиуси. Аголот $\psi = 360/z$ претставува аголен чекор на z лопатки. На долната страна по внатрешниот и надворешниот дел од срцето треба да има соодветни издадени делови кои ќе дозволуваат да се допираат двете последователни срца. Така се постигнува поточна ориентација и центрирање на срцата. За поголема точност понекогаш основата на формата е од лим, разделен на z агли ψ , врз кои се редат срцата. Ливниците за леењето на металот се оставаат во главчината на колото.



Слика 60.1

За да се заштити одливката од прегревање и други недостатоци по површината на лопатките, за јадрото треба да се употребува висококвалитетен огноотпорен калап. Најдобар материјал за таква употреба е хромит (Cr_2O_3 не помалку од 36%) кој може да се замени со калапи со кварцен песок и додаток околу 10 до 30 % маршалит.

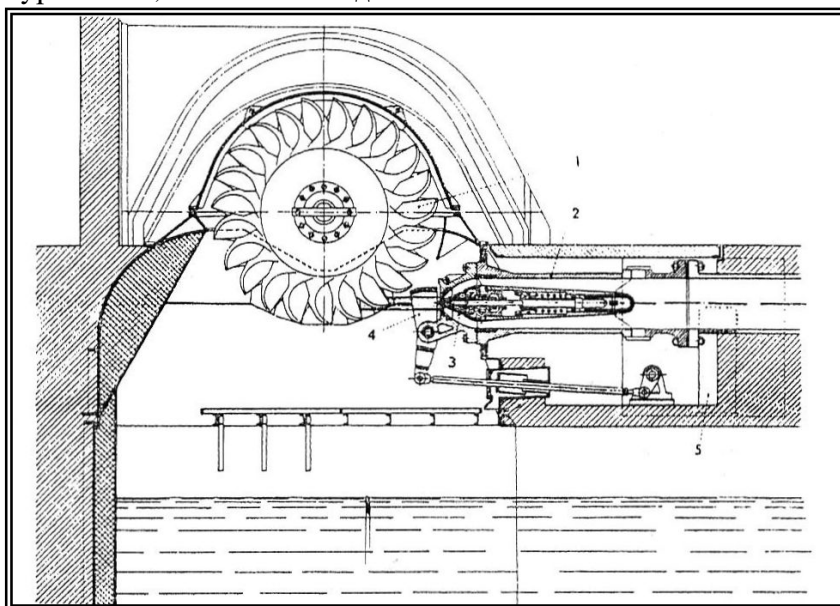
5.9. ПЕЛТОН ТУРБИНА СО ХОРИЗОНТАЛНО ОДНОСНО ВЕРТИКАЛНО ВРАТИЛО

За разлика од реакциските турбини, каде вертикалното вратило се избира од гледиште на појава на кавитација, кај Пелтон турбините вертикалното вратило се избира од економски аспект. За поголема веродостојност на изнесеното ќе се разглеуваат готови податоци од фирмата "Шарми" која учествува во изградбата на ХЕЦ Нендас - Швајцарија со хоризонтално вратило и Кобатао - Бразил со вертикално вратило.

Првата етапа на изградба на **ХЕЦ Нендас** опфаќа две групи со по две работни кола, монтирани конзолно од двете страни на генераторот, и на секое коло дејствува по еден млаз, оформен со посредство на праволиниски спроводен апарат (слика 61.1). Машините работат при променлив нето пад од 945 m до 1004 m, проток од $7,5 \text{ m}^3/\text{sek}$ и максимална моќност до 68 000 KW по група, 500 vr/min, специфичен број на вртежи околу 16,5.

Спроводниот апарат е праволиниски со минимални загуби и со прогресивно забрзување на протокот кон излезот на млазникот.

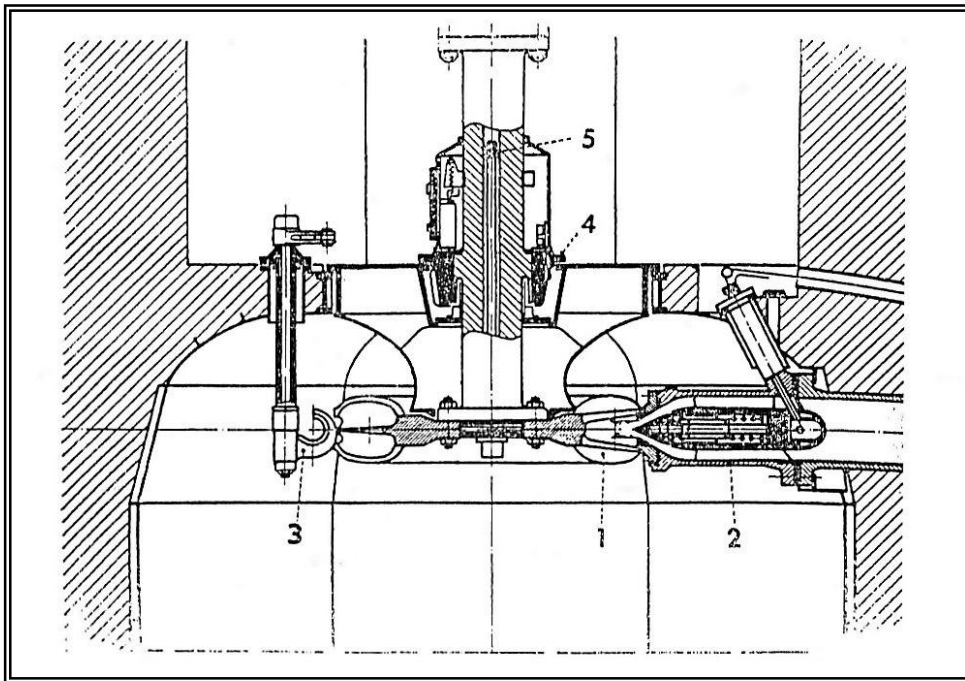
Телото претставува заварена конструкција од челичен лим, а површината над подот е исполнета со бетон. Тоа образува голема инерцијална маса, која го намалува шумот, предизвикан од дејството на млазот врз работното коло. Екпериментот покажува дека при таква комбинација на турбината шумот не го надвладува образуваниот шум кај Пелтон турбините, чии тела се од железо.



Слика 61.1

ХЕЦ Кобатао се состои од 4 турбини Пелтон на вертикално вратило, и секоја има по четири млаза. Работното коло е излено од еден дел заедно со лопатките и е фатено на долниот крај на продолжетокот на вратилото од генераторот. Водечкото лежиште 4 на турбината е фатено во централниот дел на телото, како што е прикажано на сл. 61.2 каде што: 1 е работното коло, 2 е праволинискиот спроводен апарат, 3 е скренувачот на млаз и 5 е хидраулична дигалка за демонтажа на работното коло.

Четириите спроводни апарати се поврзани со заедничка магистрала во форма на спирала, која е поставена во челик и бетон за ублажување на реакциските сили од млазот (слика 61.3). Вообичаено е праволинискиот спроводен апарат да се монтира на крајот на правата цевка, а не после коленото. Тука е направен компромис со цел да се намалат габаритните димензии и истовремено да се одстранат секакви испакнувања над спиралата. Усвоената конструкција претставува извесни предности во однос на расклопувањето на спроводниот апарат и симнувањето врз количката, која е наменета за транспорт на изваденото работно коло.



Слика 61.2

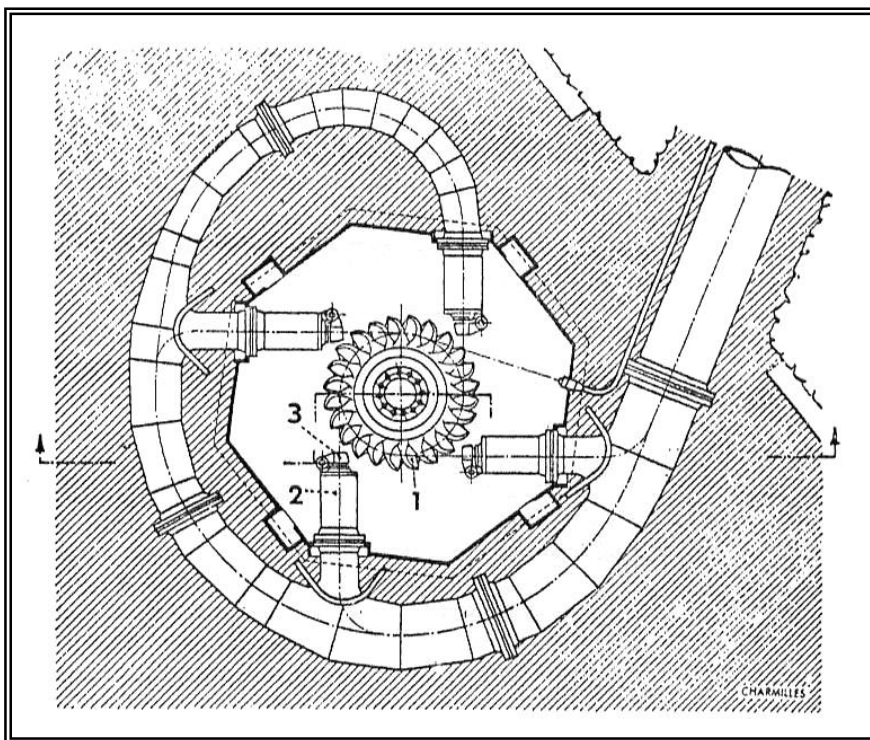
Предметната централа Кобатао ги има следните карактеристики: нето пад 648 m, 11 m³/sek, 65 500 KW по група, 450 vt/min и специфичен број на вртежи на флуидната струја од 16,5.

Ако се споредуваат пресеците на двете центри (сл. 61.4) Нендас и (сл. 61.5) Кобатао, се утврдува, дека и покрај различните распореди се со многу слични барања. Двете се конструирани од искуство за создадени “јами” пештери, имаат постројки монтирани во независна галерија, и

трансформаторите се инсталирани во машинската зграда. Единствената разлика се состои во поставеноста на одводниот канал, кај Кобатао тој е поместен во главната галерија, а во Нендас тој претставува дел од склопот. Во секој случај одводниот канал не е од такво значење за да даде суштествени зголемувања на вкупниот волумен за прекопувањето за изградба на машинската зграда.

Од друга страна, споредбата на карактеристиките на турбините од двете централи покажува дека тие имаат едни исти специфични броеви на вртење, работните кола им се слични и димензиите им се пропорционални на дијаметрите од соодветните млазови. Таа на Кобатао има дијаметар 93% од од таа на млазот на Нендас.

Ископаната пештера за централата Нендас е 24,04 m висока, 18,15 m широка и растојанието меѓу оските на двете групи е 18.9 m и има волумен од 8250 m³ по група со два млазника, или собрано за две групи со по два млазника изнесува 16 500 m³ за 4 млазника со хоризонтално вратило, и дава можност за израмнување со една турбина од Кобатао, чиј што ископ е со 40.4m височина, 19.7 m широчина и меѓуоскино растојание од 15.6m т.е претставува волумен од 12 400 m³.



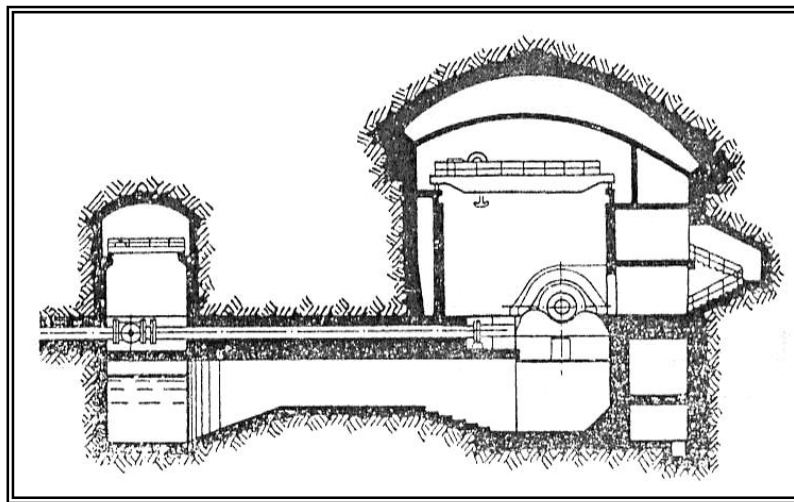
Слика 61.3

Ако се направи врска на двата волумена: 16500 и 12400, и се корегира пропорционално на трети степен од дијаметрите на млазот, се констатира дека вертикалната турбина со 4 млазника врз едно работно коло и погон од

еден алтернатор, бара ископувања од 6.5 % помалку од неопходното за двете групи на турбини со хоризонтално вратило. Од друга страна, распоредувањето на хидрауличните и електричните елементи врз двете хоризонтални нивоа претставува одредена предност, како и од тоа што нема потреба од заптивки, која ги наметнува монтажата на турбините и генераторите распоредени на едно исто ниво.

Од своја страна групите на хоризонтално вратило предлагаат големи експлоатациони предности благодарение на фактот, дека техничките елементи и опрема се директно достапни до кранската конструкција во машинската хала, каде машината со вертикално вратило бара дополнителна опрема за демонтажа и монтажа на одредени делови.

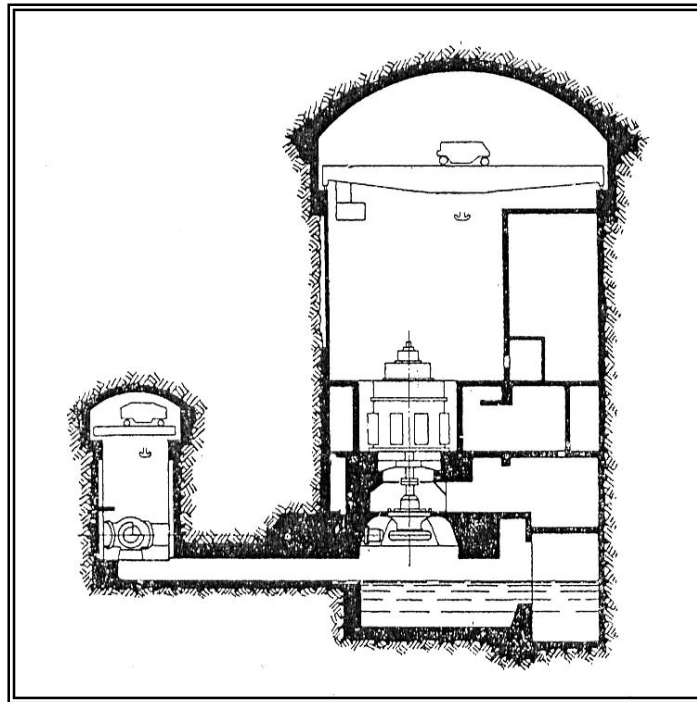
Направената споредба покажува дека нема конкретни предности помеѓу хоризонталното и вертикалното вратило. Решението зависи од конкретните локални услови на теренот, коишто се решавачки.



Слика 61.4

На пример неопходната височина за расклопување на групата со вертикално вратило, кое е два пати поголемо од групата со хоризонтално вратило, исто така би можело да биде задача тешка за решавање според содржината на ископаниот терен.

Чистотата на користената вода исто така е од големо значење. Ако водата носи остри и тврди песоци, кои ги абат деловите и по абењето истите треба да се заменат, не е за занемарување времето за монтажа и демонтажа. Без сомнение кај хоризонталното вратило тоа време е помало, отколку кај вертикалното вратило.



Слика 61.5

Во случај на многу големи падови се дава предност на хоризонталните вратила, каде на секое коло дејствува само еден млазник; последователно и барањата од механичка гледна точка се помали, отколку кога врз едно коло дејствуваат 4 млазника, како што е случајот кај ХЕЦ Кобатао. Ако се разгледаат периферните брзини на споредбените турбини, ќе се констатира дека работните кола од ХЕЦ Кобатао добиваат 3,6 пати повеќе флуид за единица време отколку тие од ХЕЦ Нендас, но во замена на тоа тие дејствуваат при нето пад 30% понизок.

5.10. ФЕНОМЕН НА ЗАГУШУВАЊЕ КАЈ ПЕЛТОН ТУРБИНИ СО ВЕРТИКАЛНО ВРАТИЛО СО НЕКОЛКУ МЛАЗНИКА

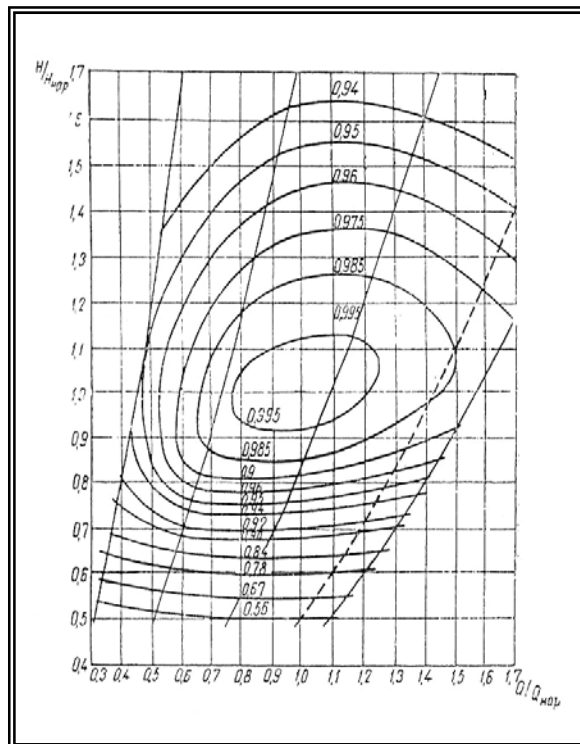
Феноменот на загушување се добива врз база на дијаграмот за к.п.д. за зона на ниски вредности на истиот, кој многу се намалува, кога достигнува 50-60% од нормалната вредност. Намалувањето се набљудува при користење на три или повеќе млазника, но најмногу при шест млазника, монтирани на турбина со вертикално вратило. Таа појава е изразена преку дијаграмот на сл.62.2, спореден со дијаграмот на сл. 62.1. Дијаграмите ги даваат кривите на к.п.д. односно на номиналниот к.п.д. кој се усвојува единица в зависност од релативниот проток и релативниот пад.

Реалните к.п.д. на двете споредени турбини се доста идентични.

Слика 62.1 го изразува к.п.д. на вертикална турбина со два млазника под агол од 180° , додека слика 62.2 го изразува к.п.д. на вертикална турбина со шест млазника. Работата на турбина со два млазника е потполно нормално при сите падови и протоци за разлика од дејството на турбината со шест млазника, каде истата се наоѓа во состојба на загушување. Кога релативниот проток и релативниот пад добијат вредност околу 0,5, феноменот се појавува и останува непроменет се додека релативниот пад достигне околу 0,85, а релативниот проток ја достигне највисоката вредност, околу 1,7 спрема нормалниот проток.

Поголема прегледност за карактерот на разгледуваниот феномен даваат кривите на сл. 62.3 за турбина со шест млазника, чии релативни к.п.д. се дадени во функција од релативниот пад. Најголемо загушување се јавува при истовремена работа на шест млазника. При релативен пад од 0,85 к.п.д. се намалува од неговата максимална вредност на околу 40% од релативниот к.п.д., за да се симне на околу 10% при релативен пад околу 0,5 спрема нормалниот, (сл.62.3).

Феноменот на загушување е истражуван во лабораториите на фабриците "Шарми" во Женева врз модели на работни кола со различни големини, број на лопатки и нивната структура, број на млазника и нивниот облик, соодветното димензионирање на куќиштето на турбината и сл. Куќиштето се димензионира по стандарди кој се применуваат во пракса - кружни куќишта, од кои едната турбина е со $4.V_2$ над основниот дијаметар, а другата со $3.V_2$ без некаква разлика во дејството. Тука V_2 претставува најголема широчина на лопатката.



Слика 62.1

Би можело да се претпоставува дека работната површина на лопатката не е соодветна. Во спротивно на таа претпоставка направени се испитувања со различно оформени лопатки, но за едни исти какрактеристики, како $D_1/B_2 = 4,1$ при што се докажува дека величината K во изразот:

$$\frac{n_s}{\sqrt{\eta}} = K \cdot \frac{B_2}{D_1} \quad (1)$$

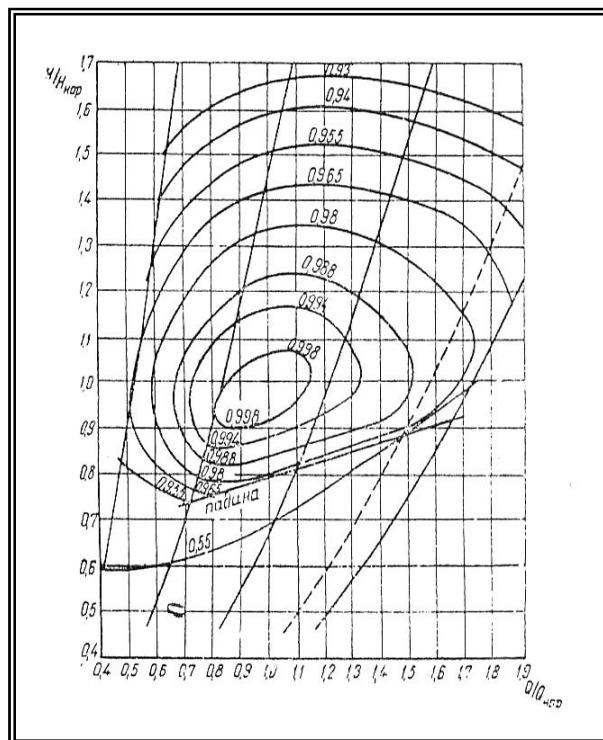
е практично една константа и односот B_2/D_1 претставува покарактеристична големина од специфичниот број на вртежи n_s . Добиените резултати од двете турбини даваат криви за промена на к.п.д., напълно идентични.

Идентични се исто и испитувањата кои се правени за кружни тела, што веќе беше спомнато, но со внатрешни дијаметри:

$$D = D_1 + 8B_2 \quad (2)$$

$$D = D_1 + 6B_2 \quad (3)$$

Тоа потврдува дека телото не покажува значително влијание врз разгледуваниот феномен, но со сигурност може да се каже дека феноменот зависи од условите на истекување на водата од работното коло.



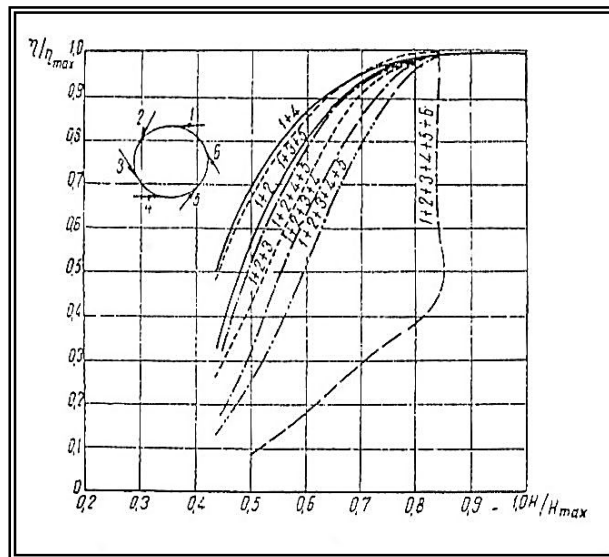
Слика 62.2

Испитувањата го покажуваат истото, дека при еден ист проток областа без појава на загушување врз карактеристиката е толку поширока, колку бројот на млазника е помал. Тоа го потврдува фактот, дека кога е потребно турбината да работи при пад понизок околу 50% од нормалниот, регулацијата на моќноста треба да се изврши преку бројот на млазника кои се пуштени во работа, отворени преку една или две, а не преку регулација на протокот на шестте млазника кои се истовремено во работа.

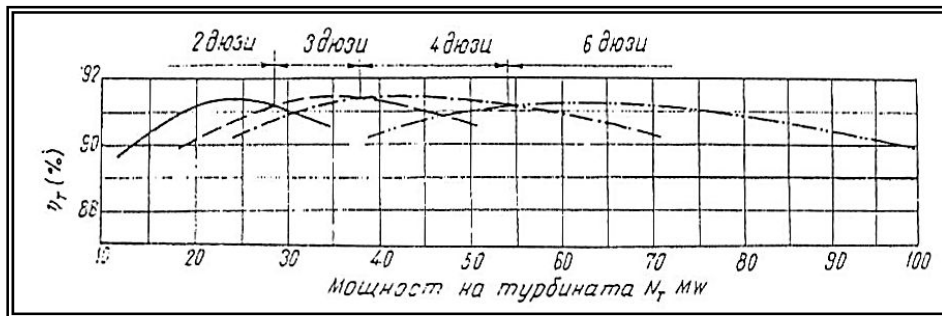
Тој начин на регулација на моќноста треба да се користи и кога турбината работи и при номинален пад, прикажан на сл 62.4 каде е дадено менувањето на к.п.д. во зависност до моќноста на турбината Ешер-Вис со шест млазника, пад 695-720 m, моќност 97 MW и 500 vt/min.

Како дополнување на сето досега изложено треба да се додаде дека зголемувањето на бројот на млазника од вообичаениот број 2 на 6 претставува современ чекор во конструкцијата на Пелтон турбината - новост, која не може да не даде влијание врз дејството на машината, ако останатите елементи на истата ги запазуваат постоечките форми и димензии. Имајќи во предвид дека споредувањето на (2) и (3) за внатрешните димензии на телото, како и времето t_s за кое лопатката изминува пат меѓу две последователни флуидни струи, од една страна времето t_w , за кое водната честичка изминува најдолг пат од лопатичната површина. Несомнено неопходно е да се применува неравенството:

$$t_w < t_s \quad (4)$$



Слика 62.3

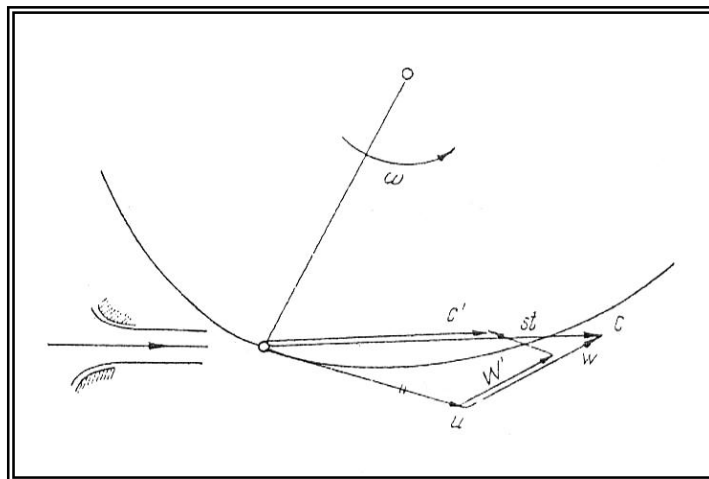


Слика 62.4

Бидејќи со намалувањето на падот соодветно се намалува и апсолутната брзина, а периферната се задржува, следува дека ќе се создаде ударна компонента w_{st} и соодветно ќе се намали релативната брзина (сл.62.5), при што како резултат на тоа, неравенството(4) може да го добие следниот облик:

$$t_w > t_s \quad (5)$$

Помалата релативна брзина во лопатката води до соодветно намалување на брзината на водата и во самото тело т.е се добива задржување на водата во телото и како последици на тоа се јавува: распрскување на излезната струја од млазникот и движење на работното коло во водена маса наместо во воздушна средина.

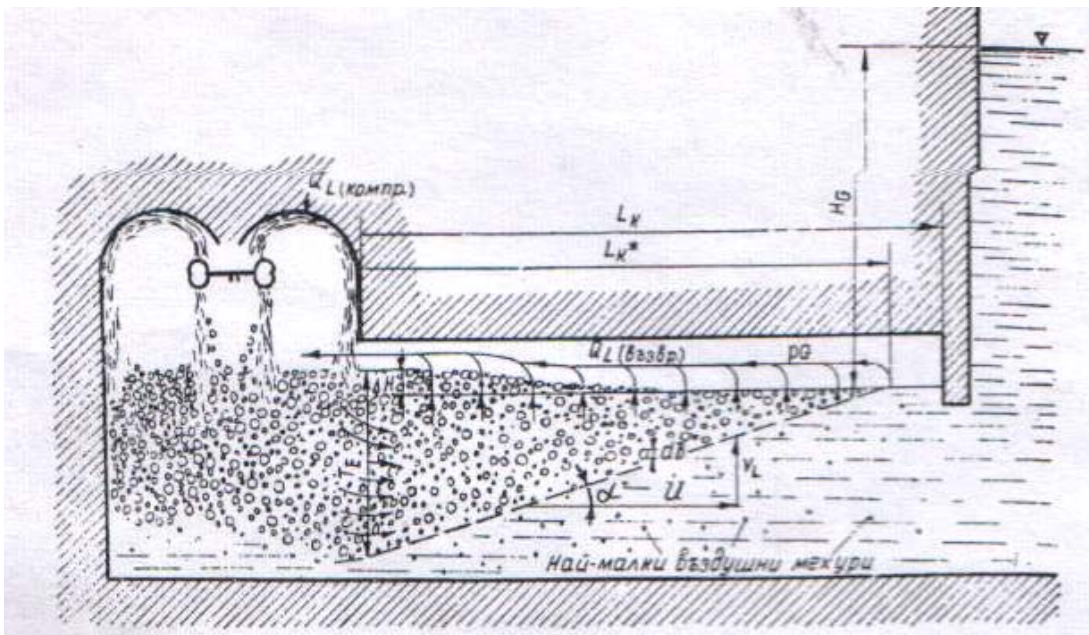


Слика 62.5

Испитните резултати покажуваат дека работните кола, кои имаат 6 лопатки и куќиштата им го надминуваат основниот дијаметар со $3B_2$ и $4B_2$ даваат едни и исти резултати, сепак која е гаранцијата дека телото со $3B_2$ има задоволувачки димензии и може да се користи како база за споредбата? Се бара да се прегледаат емпириските изрази 2 и 3 за да бидат применливи на турбините со 3 или повеќе млазника.

5.11. МЕСТОПОЛОЖБА НА ХОРИЗОНТАЛНА ПЕЛТОН ТУРБИНА ВО ОДНОС НА НИВОТО ВО ОДВОДНИОТ КАНАЛ

Ако се има во предвид принципот на дејство на овој вид на турбини, работното коло треба да биде што е можно поставено најниско до нивото на водата со цел целосно искористување на бруто падот. Кај турбини со многу големи моќности од околу 100 MW со 6 млазника, тој неискористен бруто пад е околу 3,5 m. Кога нивото во одводниот канал е променливо, таа височина се менува и во некои ретки случаи може работното коло да биде потопено т.е. Пелтон турбината да работи со противпритисок. Има случаи кога тој противпритисок може да достигне и до 10 m, како што прикажува сл. 63.1 каде водениот столб представува загуби на моќноста на турбината, кои се неповратни. Паралелно со таа загубена моќност се јавуваат и механички загуби од триење на работното коло во водената маса. За да се избегне тоа се практикува инјектирање на згустен воздух при соодветен притисок во водениот канал под турбината. Протокот на инјектираниот воздух треба да биде приближно 70% од протокот на турбината при нормални услови, а при оптоварување 60% од нормалниот инјектиран воздух е само околу 62%. Воздухот се меша со водата, се извишува од неа и еден дел се носи, а другиот излегува со брзина v_L на површината и се враќа во турбината. Тоа враќање на воздухот расте со згледувањето на должината L_k , слика 63.1



Слика 63.1.

Брзината v_k на одделување на воздушните меури од течноста се изразува преку:

$$v_l = u \cdot \frac{T_E - \Delta H}{L_k^*}$$

каде: u е средна брзина на протокот од вода и воздух со заеднички проток Q_{tot} , имено:

$$u = \frac{Q_{tot}}{B_k \cdot T_k}$$

T_k - средна длабочина на водата;
 B_k – широчина на одводниот канал.

Експериментално е докажано дека на брзината v_k не влијае притисокот од површината на водата и може визуелно да биде измерена за конкретни случаи, ако се работи во стаклен сад и се инјектира во основата на садот воздух со соодветен притисок, кој што дејствува во затворениот простор на одводниот канал на турбината, слика 63.1

Кога е позната брзината, со која излегуваат воздушните меури v_L може да се пресмета минималната должина L_k^* на одводната шахта, определена со:

$$L_k^* = \frac{Q_{tot} \cdot (T_e - \Delta H)}{B_k \cdot T_k \cdot v_L}$$

Со цел да се намали трошењето на енергија од компресорот, која е околу 0,1% од моќноста на турбината, треба широчината на одводната шахта B_k да биде што е можно помала, а $L_k > L_k^*$ т.е. воздушниот простор да биде мал, за да може со помало количество на воздух да се одржува саканиот притисок.

Разгледаниот начин се оправдува, кога во исклучително ретки случаи, турбината мора да работи со противпритисок. Ако во тој случај се води сметка за повисоко ниво на водата во одводниот канал и повисоко се монтира работното коло, тогаш би се загубило многу големо количество на енергија во долг времески интервал, кога нивото на водата во одводниот канал е на ниско ниво.

$$(0,15 \div 0,25) \cdot D_1$$