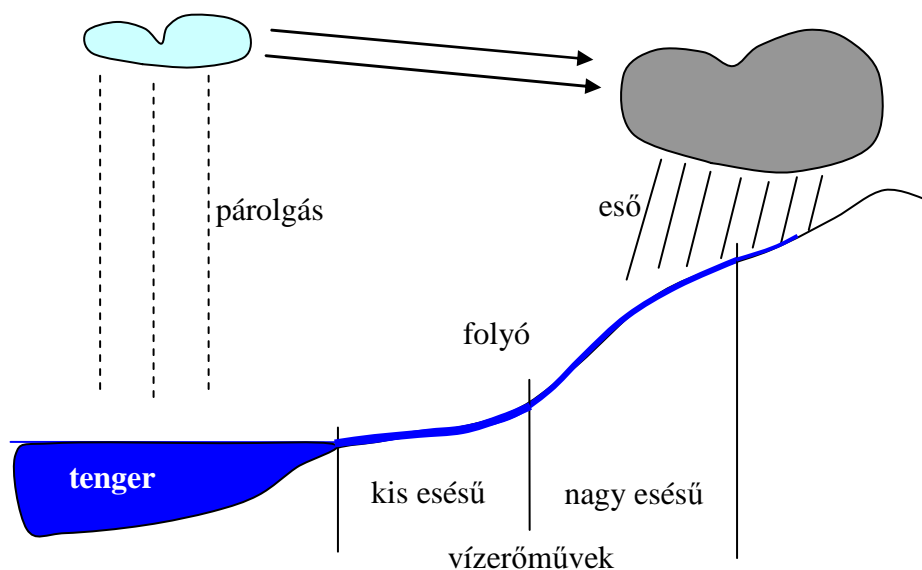


Vízerő – definíciók, hazai és nemzetközi példák

A vízerő a napsugárzás és gravitáció együttes hatását használja ki, ahogy ez az alábbi ábrán látható.



1. ábra A víz körforgása, a vízenergia keletkezése

A napsugárzás teljesítménye délben a felszínre merőlegesen 1 kW/m^2 . A napi átlag az egész földfelszínre ennek hatoda, 160 W/m^2 , Magyarországon éppen ennyi az éves átlag.

A csapadék (eső, hó) részben azonnal elpárolog, részben beszívódik a talajba és onnan felszívódik a növényekbe, amelyek elpárologtatják, másrészt a talajból a forrásokban a felszínre, onnan patakokon át a folyókba jut.

A csapadék energia tartalma $E = mgz$, ahol $m[\text{tonna}/\text{km}^2]$ a csapadék tömege, z a felület magassága a tengerszint, illetve a befogadó víz (folyó-tó) felett, g a gravitációs gyorsulás.

Néhány adat: 1 mm csapadék 1 km^2 felületen 1000 m^3 vizet jelent. Magyarország éves csapadékmennyisége $500 \div 900 \text{ mm}$. Átlagos magasság a közephegységeken $100\text{--}200 \text{ m}$ a környező befogadók felett. Átlagos értékekkel számolva

$$E = 700 \frac{\text{mm}}{\text{km}^2 \cdot \text{év}} \cdot 1000 \frac{\text{m}^3}{\text{mm}} \cdot 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 150 \text{ m} = \frac{10^{12} \text{ J}}{\text{km}^2 \cdot \text{év}} = \frac{10^6 \text{ MJ}}{\text{km}^2 \cdot \text{év}} = 2.78 \cdot 10^5 \frac{\text{kWh}}{\text{km}^2 \cdot \text{év}} = 0,28 \frac{\text{GWh}}{\text{km}^2 \cdot \text{év}}$$

Ennek kb. 20%-a ad vízerő készletet, ez a 20% az ún. lefolyási α tényező becsült értéke ($0,01 \leq \alpha \leq 0,5$).

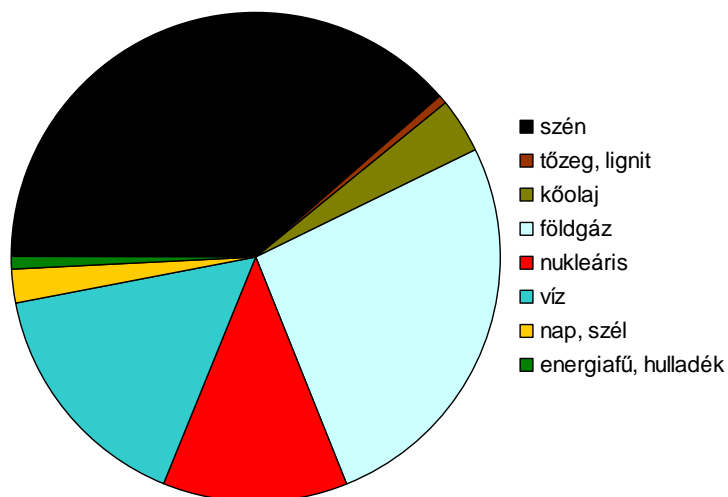
Magyarországon megtervezett, kiépíthető vízerőművek helyszíne és teljesítménye:

Duna	Tisza	Mura	Dráva	
Nagymaros	Vásárosnamény	Molnári	Góla	
Adony	Dombrád		Babócsa	
Fajsz	Csongrád		Szentborbás	
Mohács			Cún	
Pő = 460Mw	50MW	31MW	187MW	730MW

A Rába, Hernád, Sajó és további kis folyók ezt a teljesítményt további 9%-kal növelik, így Magyarország hasznosítható vízerő készlete a meglévő vízerőművek teljesítményével együtt mintegy $850 \text{ MW} = 0,85 \text{ GW} = 7450 \text{ GWh/év}$. Ezzel szemben Magyarország villamos energia szükséglete körülbelül $5500 \text{ MW} = 48,1 \text{ TWh/év}$, azaz a vízerőkészletből kinyerhető energia hatszorosa.

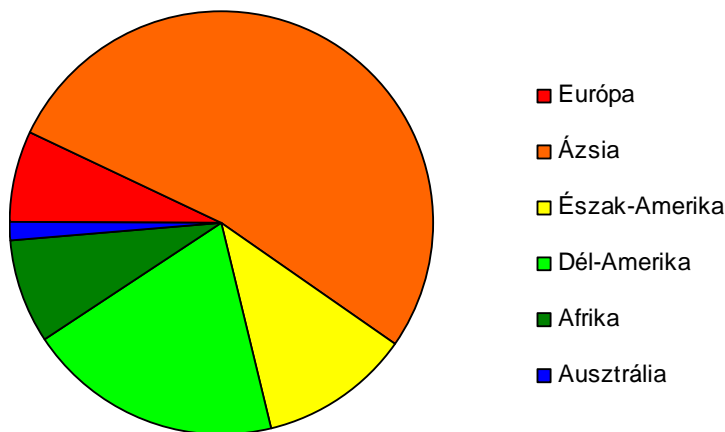
A jelenlegi termelés (Tiszalök, Kisköre, Kesznyéten, Gibárt, Ikervár, Kvassay-telep, stb) összesen 21MW, bár a kiépített teljesítmény kb. 50 MW. A meglévő erőművek kihasználtsága tehát 42%-os. Az éves termelésük $21 \text{ MW} \cdot 8760 \text{ h} = 184 \text{ GWh} = 0,18 \text{ TWh}$ csupán. Az alacsony kihasználtság oka elsősorban a hazai folyók erős vízhozam ingadozása.

- A Duna vízhozama $600 \text{ } 10000 \text{ m}^3/\text{s}$ azaz 1 : 16 arányban
 - A Tisza vízhozama $90 \text{ } 4500 \text{ m}^3/\text{s}$ azaz 1 : 50 arányban
- változik.



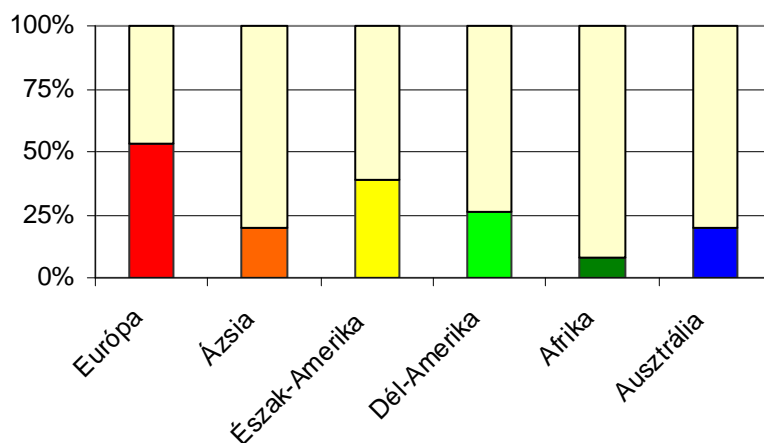
1. diagramm

A világ elektromos energiatermelésének forrás szerinti megoszlása 2010-ben



2. diagramm

A világ vízenergia kapacitásának területi megoszlása 2009-ben
A teljes kapacitás mintegy 3750 GW



3. diagramm

A vízenergia kapacitás kihasználtságának területi megoszlása 2009-ben

A világ vízenergia kapacitása és kihasználtsága

Földrész	Kapacitás GW	Kihasználtság %
Európa	338	53
Ázsia	2037	20
Észak-Amerika	388	39
Dél-Amerika	608	26
Afrika	283	8
Ausztrália	67	20

Az vízerőművek osztályozása lehetséges

Szempont		
Esés	Kis esés < 60 m	nagy esés > 60 m
Turbina típus	Kaplan, csőturbina	Francis, Pelton
Teljesítmény	Kis telj. < 20 MW	Nagy telj. > 20 MW

Vízerőművek hasznos villamos teljesítménye

$$P_{vill} = (\eta_{össz} / 100) Q \cdot \rho \cdot g \cdot H / 1000 \text{ kW} . \quad (1)$$

Itt a hatásfokot %-ban, a többi adatot SI alapegységben kell helyettesíteni, jó közelítéssel $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, $g = 9,8 \text{ m/s}^2$. Az éves energiatermelés mindig kisebb, mint a fenti teljesítmény 8760h/év-szorosa a szükségszerű üzemszünetek és a változó vízhozam miatti részterhelésű üzem miatt. A fenti képletbe az állandókat beírva és kb 86%-os gépcsoport hatásfokkal számolva a kinyerhető teljesítmény

$$P_{vill} = 8,4 \cdot Q \cdot H \text{ [kW]} . \quad (2)$$

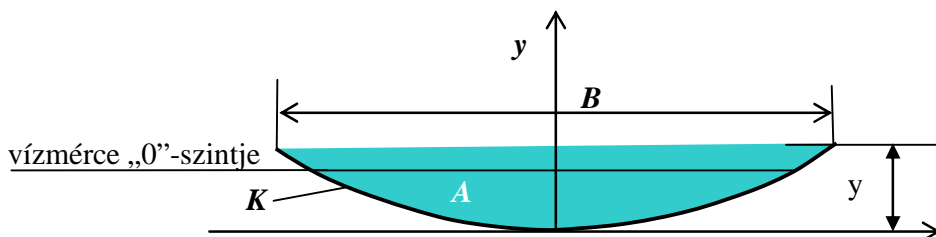
Megfelelő H esést a folyók kis esésű szakaszán duzzasztással lehet elérni. A duzzasztás megemeli a mederszélvényben a vízzel kitöltött keresztmetszetet, ezzel a vízsebesség lecsökken, ez az áramlási veszteség csökkenését eredményezi, az így felszabaduló energia hasznosítható. A vízfelszín differenciálegyenlete

$$\frac{dy}{dx} = \frac{i - \frac{dh'}{dx}}{1 - \frac{Q^2 B}{A^3 g}} . \quad (3)$$

A képletben y a vízmélység a mederfenék felett, x a folyó irányú koordináta, i a mederfenék esése ($i = -dz/dx$), Q az aktuális vízhozam, B a vízfelszín szélessége, A a vízzel telt szelvény keresztmetszete, g változatlanul a gravitációs gyorsulás. Az áramlási veszteség

$$\frac{dh'}{dx} = \frac{Q^2 n^2}{A^2 R_h^{4/3}} \quad (4)$$

Az n Manning-féle érdességi paraméter a folyadék súrlódási veszteség oka, R_h a meder hidraulikai sugara, $R_h = A/K$, ahol K a mederszelvény nedvesített kerülete.



Néhány érdességi adat: durva beton felületű üzemvíz csatornáknál $n = 0,015$, agyagpados, hordalékos folyómedrekben $n = 0,04$, ezek hányadosának négyzete arányos a mederellenállással, ez az arány $1/7$, azaz hetedére csökken a mederellenállás például a Bósi üzemvíz csatornában. A Kisalföldön az öreg Duna átlagos esése, ami a Duna folyását biztosítja $0,3$ m/km, ez csökkenthető hetedére, $0,04$ m/km-re, így $0,35 - 0,05 = 0,3$ m/km fajlagos esés, azaz egy 20 km-es üzemvíz csatorna szakaszon 6 m esés hozható létre. A másik veszteség csökkentő mód a duzzasztás révén növelni az A keresztmetszetet, ezzel csökkenteni a vízsebességet, aminek négyzetével csökken a veszteség. Szélességéhez képest sekély

folyómedret feltételezve $A = By$. Így $\frac{dh'}{dx} = \frac{Q^2 n^2}{(By)^2 y^{4/3}} = \frac{Q^2 n^2}{B^2 y^{10/3}}$. Változatlan érdességi

paraméter és vízfelszín szélesség mellett is köbösen csökken a veszteség, növelve a kinyerhető esést. Ezt a két módot használják ki a Bósi erőműben, az üzemvíz csatorna felett további 20 km-es szakaszon duzzasztás van, így ott gyakorlatilag esés nélkül áramlik a víz: 20 km $\cdot 0,35$ m/km = 7 m, összesen tehát $6 + 7 = 13$ m esés hozható létre a 40 km-es szakaszon.

Gyakran egy teljes folyót végigépítenek vízerőművekkel. Erre példa a Mosel folyó Luxemburg – Németország határvidékén. A Moselen a Koblenz melletti torkolattól (a Rajnába ömlik) a luxemburgi két erőműig összesen 12 vízlépcső van. A Mosel átlagos vízhozama Luxemburgban $150-165$ m³/s, a németországi szakaszon 380 m³/s, mert mellékfolyókkal bővül.

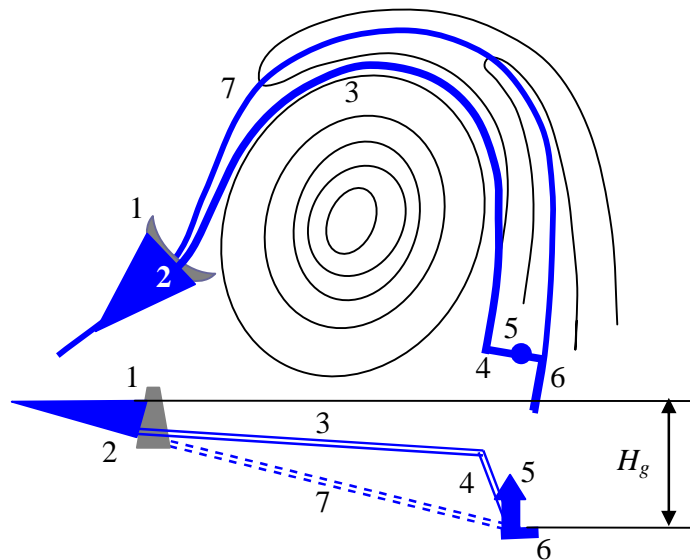
Például a 11. vízlépcsőnél $Q = 165$ m³/s, $H = 6,3$ m, $P_{el} = 7,5$ MW, az éves energiatermelés $E = 38,8$ GWh/év. A kihasználtság 59% , hiszen $7,5$ MW $\cdot 8760$ h/év = $65,7$ GWh/év. Az összhatásfok $73,5\%$. A teljes Mosel névleges energiatermelése $171,3$ MW.

A mederellenállás csökkentése mellett a mozgási energia is hasznosítható, de az így kinyerhető teljesítmény kicsi a duzzasztásos vagy üzemvíz csatornás erőműhöz képest. A régi alulcsapott vízikerek tartozik e csoportba és az ú.n. hidrokinetikus turbina, ami egy a folyóba merített axiális kerék esetleg terelő lapokkal biztosítva a víz jobb rááramlását.

A folyók nagy esésű szakaszán részben más megoldások terjedtek el. Ezek az

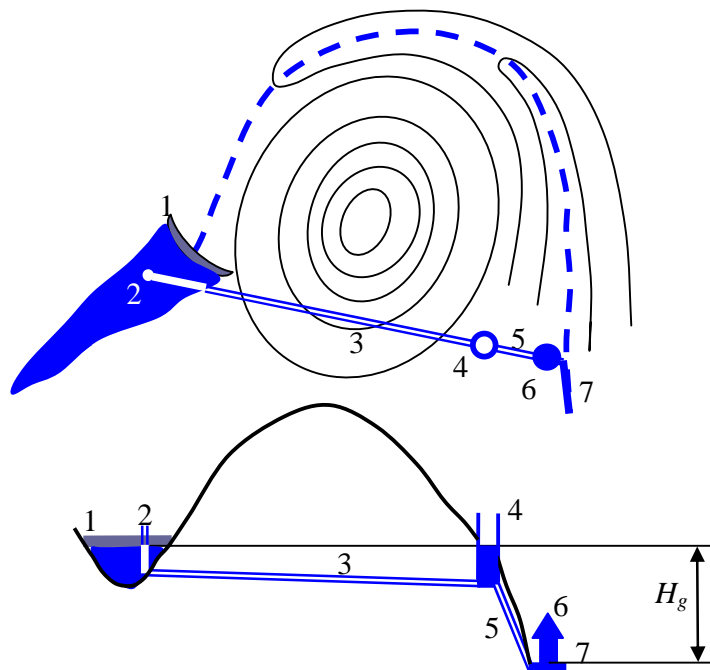
- Üzemvíz csatornás
- Nyomólagutas,
- Völgyzáró gátas erőmű típusok.

Mindháromra álljon itt egy-egy példa. A turbinák típusa Pelton, illetve Francis turbina.

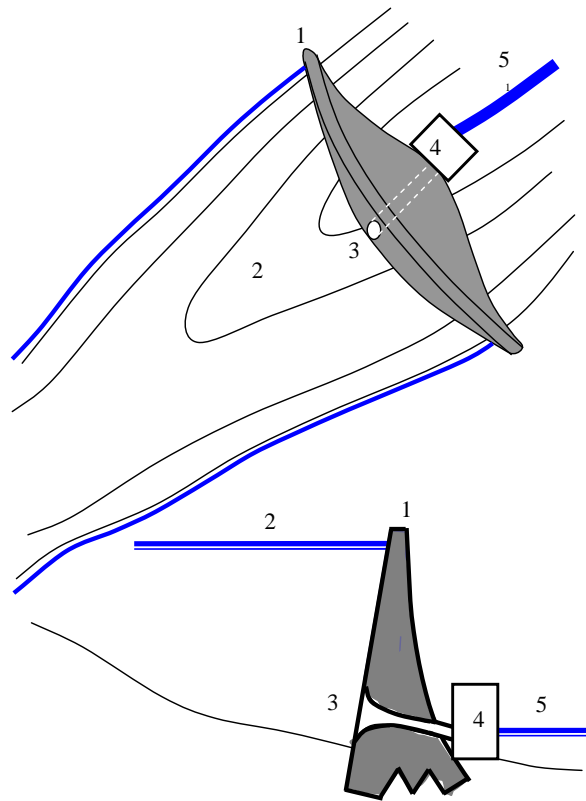


2. ábra Üzemvíz csatornás vízerőtelep
 1 duzzasztómű, 2 vízkivételi mű, 3 üzemvíz csatorna, 4 nyomócső
 5 erőtelep gépháza, 6 alvíz, 7 régi folyómeder

A geodetikus esés H_g , a tényleges esés a turbinán az áramlási veszteségek miatt kisebb ennél.



3. ábra Nyomóalagutas vízerőtelep
 1 duzzasztógát, 2 vízkivételi torony, 3 nyomóalagút, 4 kiegyenlítő medence,
 5 nyomócső, 6 erőmű gépház, 7 alvíz



4. ábra Völgyzárógát erőmű

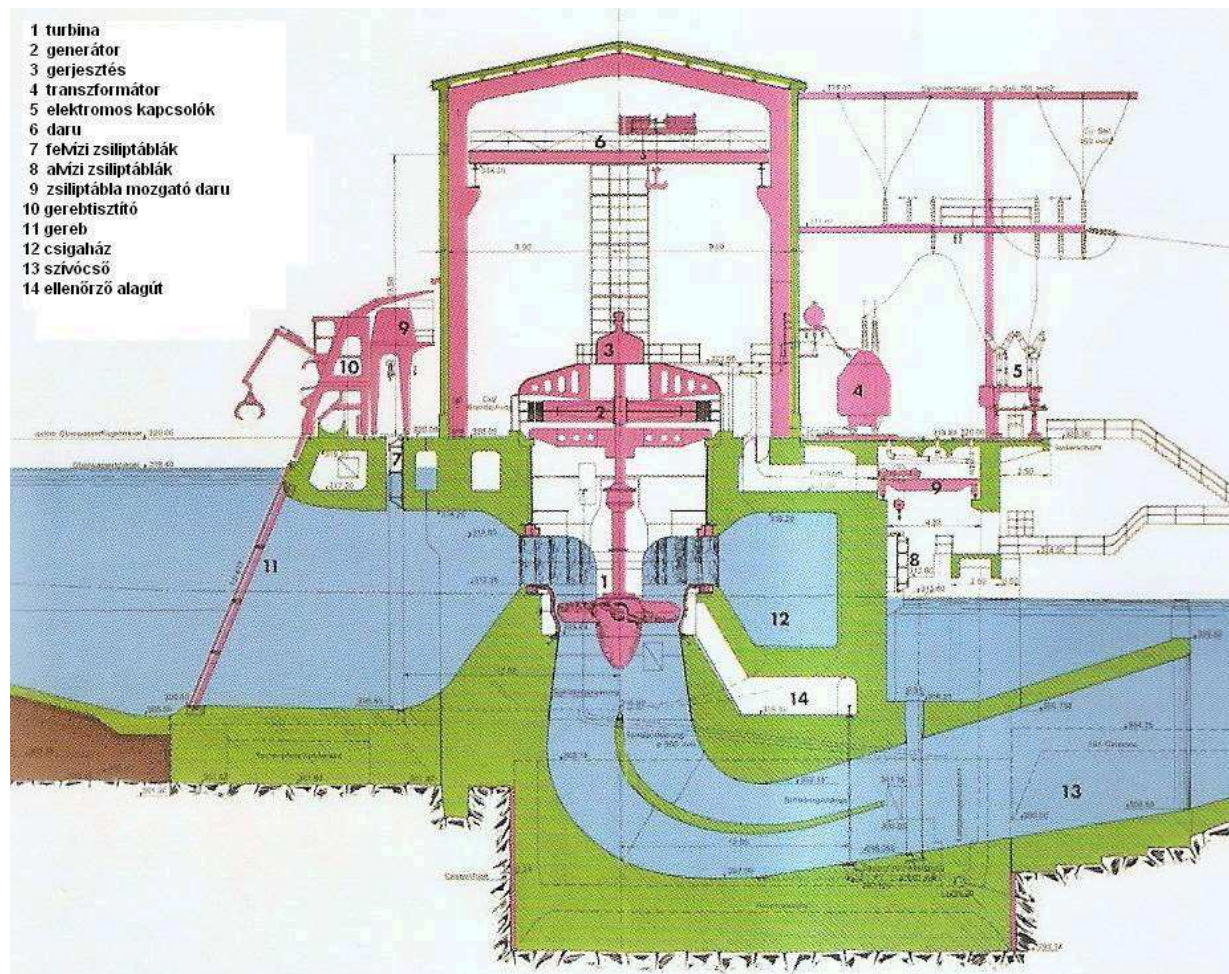
1 völgyzárógát, 2 felvív, 3 vízkivételi alagút, 4 erőtelep gépház, 5 alvív

A kis esésű vízerőtelepek egységei: duzzasztómű, erőmű, hajósilip, hallépcső. Ezek az egységek különféle elrendezésben lehetnek, erről a BSc tanulmányok során már szó volt a vízenergia termeléssel kapcsolatos tárgy részben.



5. ábra Duzzasztómű Erőtelep csőturbinákkal hajósilip között
Folyami erőmű elrendezése a Rajnán Iffezheim városka mellett.

A kis esésű folyószakaszokon axiális járókerekes Kaplan, propeller vagy csőturbinákat, illetve kisebb vízfolyásokon Bánki turbinát használnak. Egy Kaplan turbinás erőmű metszete látható az alábbi ábrán, a kék szín a vizet, a zöld a mélyépített betont, a piros a magasépített csarnokot, illetve a gépészetet jelöli.



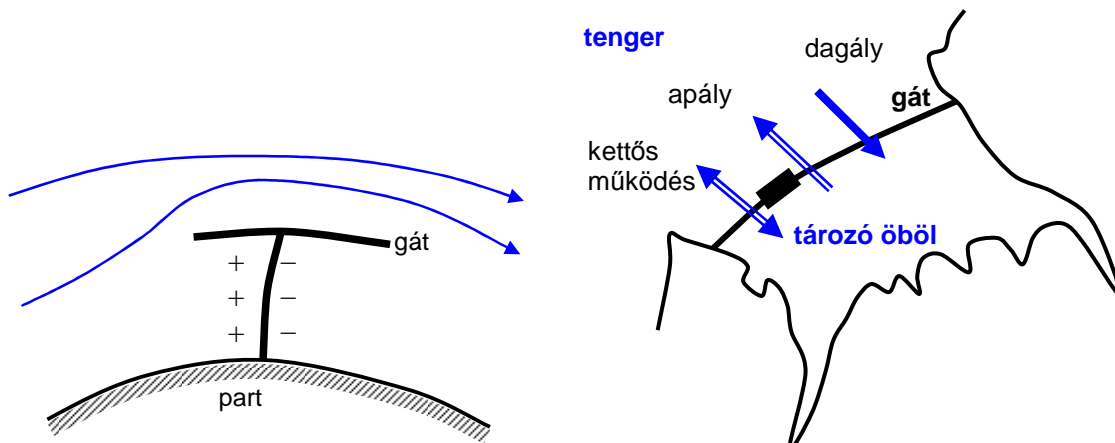
6. ábra Kaplan turbina metszete

A vízerő hasznosítás nem csak folyókon lehetséges, hanem a tengerek ár-apály jelenségét is hasznosítják. A Hold vonzza a világtengereket, azok vízfelszíne naponta kétszer emelkedik, illetve kétszer csökken. A tenger vízszintingadozása egy adott helyszínen sokkal kiszámíthatóbb, mint a folyók vízhozama. A napi vízmozgás vízszint változása, annak időbeli lefolyása természetesen erősen függ a partvonalak alakjától.

Az árapály erőművek típusai:

- Árapály vízáram erőmű. Becsüljük a dagálykor, illetve apálykor létrejövő vízáramlás sebességét $v = 3 \text{ m/s}$ -ra, még ekkor is a víz mozgási energiája csupán $\frac{v^2}{2g} = 0,46 \text{ m}$, emiatt igen nagy átmérőjű turbina kerekre van szükség. Jelenleg fejlesztenek ilyen turbinákat.
- Árapály dinamikus erőmű. A tengerpartra merőlegesen mélyen a tengerbe benyúló 20-50km hosszú gát eltereli az árapály miatti tengeráramlatokat és torlasztja a dagálykor a tengeren végighaladó hullámot. Így akár 2-3 m magas szintkülönbség is létrehozható rövid ideig, ennek az esésnek az energiáját használják ki.
- Árapály gáterőmű. Egy tengeröböl két partját gáttal kötik össze, ezzel a gát mögötti vízteret a tengertől teljesen elzárják és dagálykor az öböl vízszintje alacsonyabb, apálykor magasabb, mint a tengeré. A gátba épített turbinák működhetnek csak dagálykor vagy

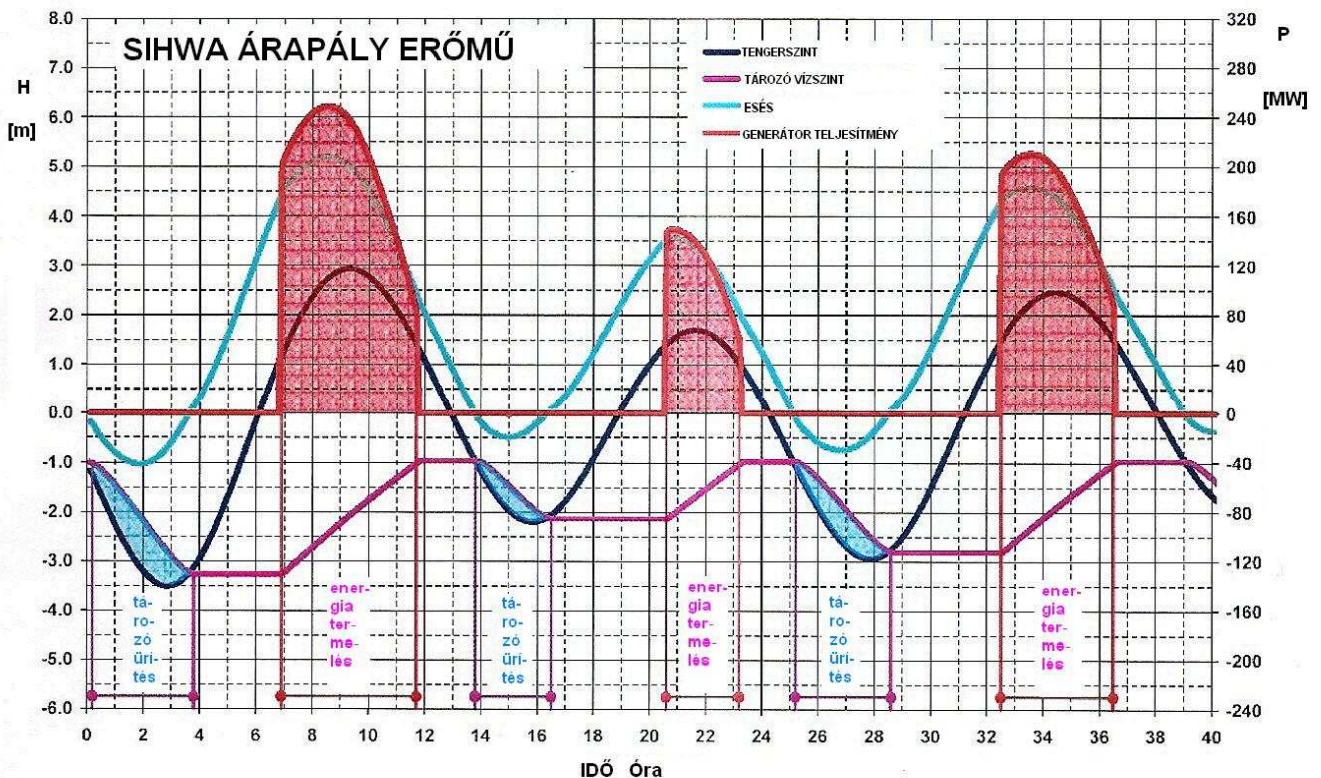
mindkét esetben, apálykor is, dagálykor is. Tipikus példa a Dél-Koreai SIHWA erőmű 10 db 26 MW-os turbinája, vagy a francia Rance-i erőmű 24 db 10 MW-os turbinája.



7. ábra Árapály dinamikus erőmű

Árapály gáterőmű (Dél-Korea)

Az említett SIHWA erőmű turbináinak járókerék átmérője 7,5m, Az elkerített tengeröböl felülete 56 km², a névleges esés a turbinákon 5,82 m 482 m³/s víznyelés mellett. A turbinák addig termelnek áramot, amíg az esés legalább 2 m. A tengeröböl vízszintje a világóceán átlagos napi szintjénél nem emelkedhet –1m-nél magasabbra, ez persze apálykor a gáton kívüli tengerszintnél magasabb vízszintet jelent.



8. ábra 40 órás ciklus lefutása az árapály erőműben

A tengerszint változása a 0 szint körüli közel harmonikus függvény, ennek megfelelően az esés is ilyen, de az idő nagy részében pozitív.

Az energiatermelés végét a minimálisan 2m esés szabja meg, kezdetét pedig a reggeli és az esti többlet energiaigény

Vízerművek környezeti hatásai

A vízenergia megújuló energia, segíti a

- vízgazdálkodást az erőmű környékén (pl. Tiszalökön ágazik ki a Tiszából a Keleti Főcsatorna)
- kis teljesítmény ingadozásával kiegyenlíti az egyéb megújulókat (szél, nap) kihasználhatóságát
- segíti a hajózást, üdülést
- biztonságos, 1920 óta Európában, 1980 óta Ázsiában nem volt gátszakadás
- nem fogyasztja el az energiaforrását és nem melegíti a folyók vizét
- a folyami vízerművek gyakran növelik a folyók oxigénbevitelét
- javít(hat)ja a közlekedést, mert a folyami duzzasztógát gyakran hídként is szolgál
- üvegházhatású gázkibocsátása a legkisebb az összes energiaforrás között (az energiafüveké lehet negatív is, mert megkötik a levegőből a CO₂-t)

ugyanakkor

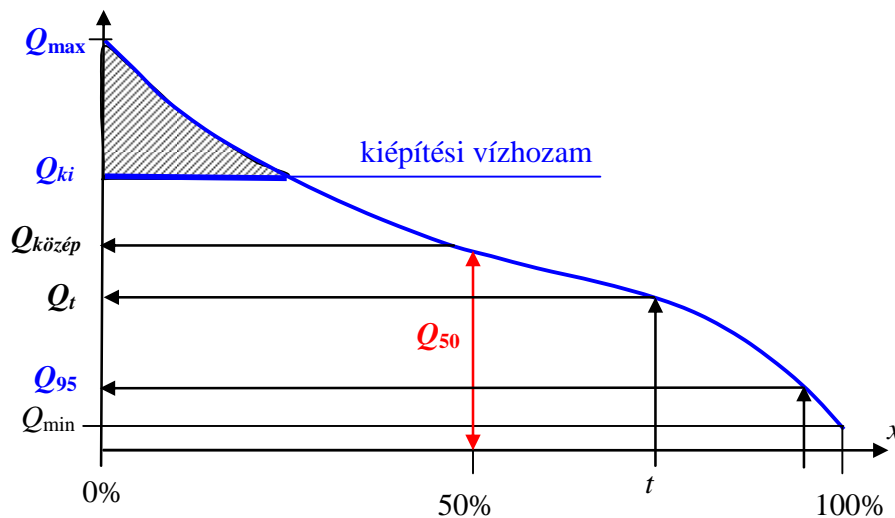
- kicsi a társadalmi elfogadottsága
- kis mértékben növeli a párolgást a tározókból
- a szennyezett folyóvizek a tározókban bomlanak, ami gáz (főleg metán) felszabadulást okozhat
- gátol(hat)ja a halak vándorlását, halak sérülését okozhatja
- talajrozóziót, illetve más folyószakaszokon hordalék lerakódást okozhat.

A vízermű hasznosítás egyik legjelentősebb enciklopédiája **Mosonyi Emil: Water power development** című, az Akadémiai Kiadónál megjelent kétkötetes könyve (Kis esésű erőművek, Nagy esésű erőművek) E könyvek néhány fontos megállapítása, szempontja általános érvényű.

1. A folyó [kW/km] vízereje változó, de ennek átlagértéke meghatározható
2. Fontos szempont a tervezett erőmű helyszíne, lakott területektől való távolsága és a villamos hálózathoz való közelsége.
3. A villamos energiaigény az erőmű közelében jelenleg és várhatóan a jövőben.
4. A folyó völgy topográfiája.
5. A helyszín geológiája, a talaj szerkezete.
6. Meglévő vízügyi létesítmények a helyszín közelében: további erőművek, duzzasztóművek, gátak, belvízátemelő telepek, szivattyútelepek, öntöző rendszerek.
7. Közlekedési létesítmények.
8. Kis esésű erőműveknél a felvízi tározó lehetséges méretei és jövőbeni hasznosíthatósága.
9. Az energiatermelés melletti egyéb hasznosítási lehetőségek – hajózás, öntözés, vízművek – létesítése ezek bevétele ugyanis javíthatja a megtérülést
10. Ha a folyó még nincs kiépítve, akkor a teljes erőműrendszert egyszerre kell megtervezni
11. Környezeti szempontok figyelembe vétele, műemlékek megőrzése (Ada Kaleh a Vaskapu erőmű fölött, Mosel 12 erőművel megvalósult lépcsőzése), történelmi városrészek megőrzése. A talajvízszint emelkedését szádfalakkal lehet meggátolni.
12. Üzemvíz csatornás kis, vagy nagy esésű erőműveknél a régi folyómeder vízellátásáról gondoskodni kell (Szigetközi kis Duna). Utólag beépített fenékküszöbökkel vagy zsilipekkel kell a vízpótlást biztosítani. Gondot okoz, ha az árvizet a régi mederbe kell hirtelen beengedni

Vízhozam tartóssági görbe

Jelentése: t napon át, vagy az esztendő x százalékában a folyó vízhozama legalább $Q(t)$, illetve $Q(x)$.



9. ábra Vízhozam tartóssági görbe

Az ábrán látható vízhozam tartóssági görbe lényeges paraméterei:

$Q_{100} = Q_{min}$, helyette gyakran a 95%-os gyakorisághoz tartozó Q_{95} értéket használják

$Q_0 = Q_{max}$

Q_{50}

$Q_{közép}$

továbbá ezek viszonyai $\frac{Q_{50}}{Q_{95}}$, $\frac{Q_{50}}{Q_{min}}$, $\frac{Q_{max}}{Q_{50}}$.

Példák: Rajna a Bodeni tó felett:

$$Q_{50} = 336 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{Q_{50}}{Q_{95}} = 2,19$$

$$Q_{95} = 153 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{Q_{50}}{Q_{min}} = 3,22$$

$$Q_{min} = 104 \text{ m}^3/\text{s}$$

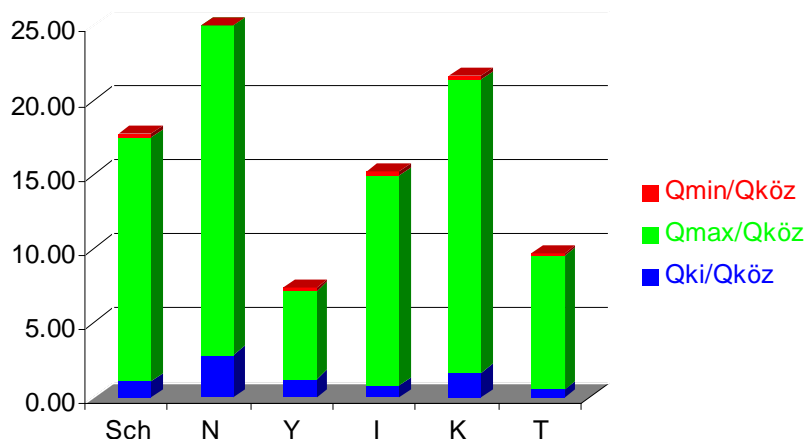
$$\frac{Q_{max}}{Q_{min}} = 10,3$$

$$Q_{max} = 1072 \text{ m}^3/\text{s}$$

Az erőmű jellemzője a vízlépcső tervezési, illetve **kiépítési vízhozama**, Q_{ki} . A fenti ábrán ez is látható. Az ábrán vonalkázott területnek megfelelő vízmennyiséget a duzzasztógát felett vagy alatt kihasználhatatlanul elengedik. Ugyanakkor látható, hogy az erőmű az idő jelentős (az ábrán mintegy 25) százalékában teljes terheléssel jár. Ellenére a korszerű tervezés növeli a $Q_{ki}/Q_{közép}$ hányadost

Példák a fenti vízhozam arányokra

Erőmű/folyó/ország	Q_{ki}	$Q_{ki}/Q_{köz}$	$Q_{max}/Q_{köz}$	$Q_{min}/Q_{köz}$	Q_{max}	Q_{min}
Schwabeck/Dráva/Ausztria	300	1,10	16,4	0,23	4472	6,3
Nošice/Vág/Szlovákia	390	2,90	22,2	0,22	2986	29,6
Ybbs-Persenbeug/Duna/Ausztria	2200	1,29	5,9	0,21	10062	358
Ikervár/Rába/Magyarország	22	0,82	14,1	0,26	378	6,7
Kesznyéten/Sajó/Magyarország	40	1,66	19,7	0,25	475	6,0
Tiszalök/Tisza/Magyarország	485	0,57	9,0	0,10	4500	50



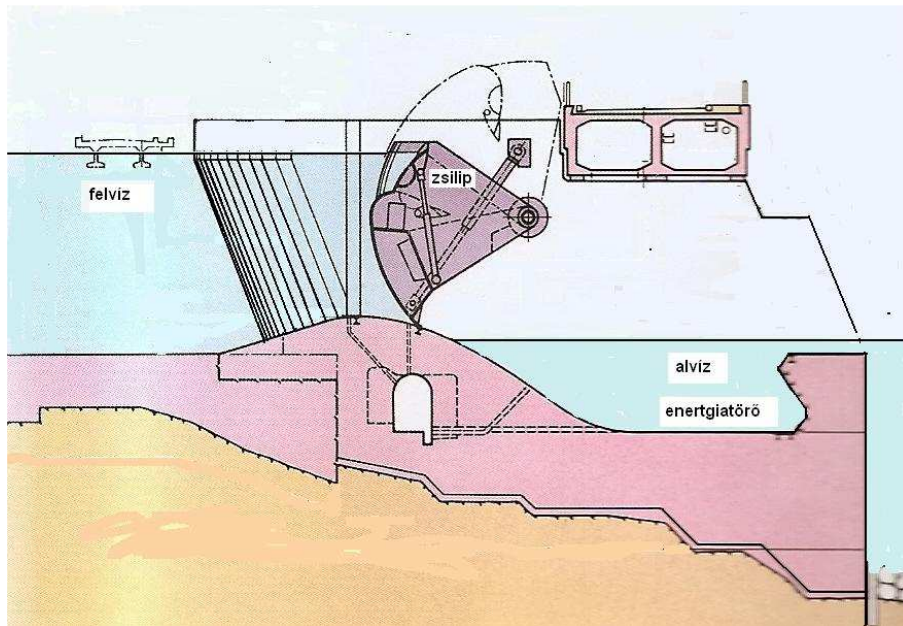
4. diagramm

A fenti hat erőmű jellemző vízhozam arányai

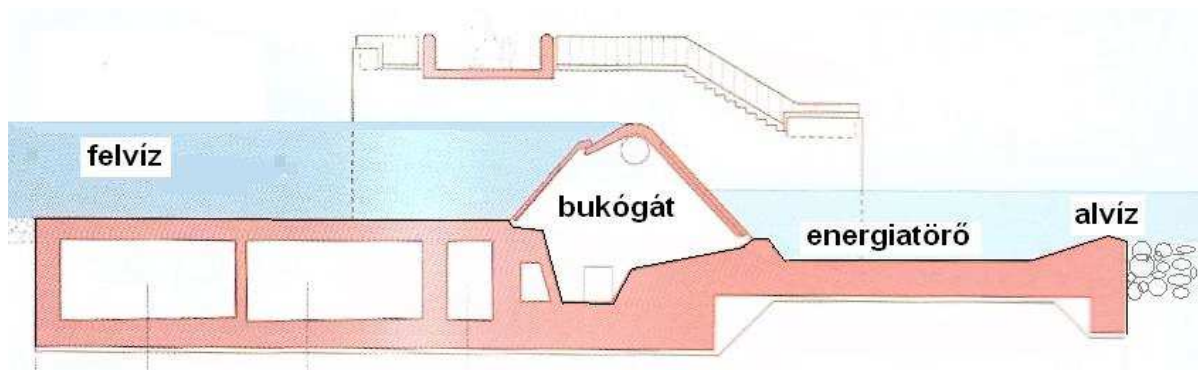
Esések, szintek

A gátkorona magassága növeli az esést, de növeli a visszaduzzasztási szintet is. Az alvíz szintet a folyó pillanatnyi vízhozama határozza meg, erről a vízállás statisztikák adnak tájékoztatást. Az erőmű megépítése ezt a szintet nem befolyásolja. Ha azonban a folyón vízerőmű rendszert építenek ki, akkor az alatta lévő erőmű visszaduzzaszthatja a folyót egészen a felső erőműig megemelve annak alvíz szintjét.

A felvíz szintet a gátkorona magassága szabja meg. A kiépítési térfogatáramhoz tartozó vízszint felett kevéssel van a duzzasztómű korona magassága. Nagyobb vízhozam esetén a víz vagy a duzzasztógát felett bukik át vagy az emelhető zsilipek alatt áramlik át. Az alvíz oldalon energiatoró van, hogy ilyenkor a folyó ne mossza ki a medret.



10. ábra Duzzasztás alsó kifolyású emelhető zsilliptáblával (Beznav, Svájc)



11. ábra Duzzasztás bukógáttal (Höngg, Svájc)

A bukógát felett a h magasságú víz $\sqrt{2gh}$ sebességgel áramlik át. A bukógát szélessége B , a vízmagasság h , így a vízáram keresztmetszete Bh , az átfolyási tényező μ , tehát az átbukó vízmennyiség $Q = \mu Bh \sqrt{2gh} = k \cdot B \cdot h^{\frac{3}{2}}$, k egy arányossági tényező.

Mivel a felvíz szint az év nagy részében állandó és sosem változik jelentősen, a Z_g geodetikus szintkülönbséget alapvetően az alvíz szint befolyásolja. A turbina H esése kisebb ennél, mert áramlási veszteségek ébrednek az uszadékot kiszűrő gereben, a nyomócsőben, csigaházban és a szívócsőben. A gereb veszteség nagyságrendileg $h_g' = 0,1m$, a szívócső vesztesége $h_{sz}' = 1,2 \frac{v_2^2}{2g}$, ahol v_2 a szívócsővégi sebesség. Az egyéb veszteségek elhanyagolhatóak.

Így a telep építményének hidraulikai hatásfoka $\eta_{telep} = \frac{H}{Z_g} = \frac{Z_g - h_g' - h_{sz}'}{Z_g}$.

Az erőtelep hidraulikai teljesítménye $P_h = Q\rho gH$.

A turbina hasznos mechanikai teljesítménye $P = \eta_{turbina} P_h$.

A generátor hatásfoka $\eta_{gen} = \frac{P_{gen}}{P}$.

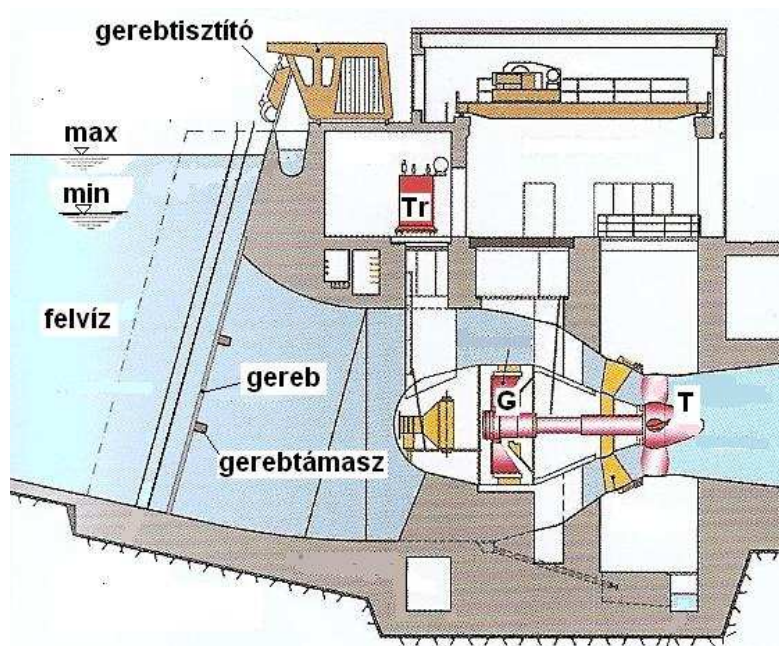
A telep hasznos villamos teljesítménye $P_{vill} = \eta_{transzf} P_{gen}$.

Fentiek alapján az összhatósfok: $\eta_{\text{össz}} = \eta_{\text{transzf}} \eta_{\text{gen}} \eta_{\text{turbina}} \eta_{\text{telep}}$.

Közelítő adatok a fenti hatósfokokra:

$\eta_{\text{transzf}} = 97\%$; $\eta_{\text{gen}} = 96\%$, $\eta_{\text{telep}} = 97\%$, $\eta_{\text{turbina}} = 90 - 95\%$ a típusától függően.

Ha távvezeték köti össze az erőművet az országos hálózáttal, akkor annak veszteségeit is figyelembe kell venni. Főleg csőturbinák esetén a turbina és a generátor között egy hajtómű helyezkedik el, ennek is vannak veszteségei, hatósfoka közelítőleg 98%.



12. ábra Kis esésű (csőturbinás) erőmű belépő környezete
T: turbina; G: generátor; Tr: transzformátor

A jellemző áramlási sebességek a gereb előtt 0,6-0,7 m/s, a legfeljebb 100 mm osztású gereben át 0,9-1,2m/s. A turbina előtt a sebesség megnő $0,12\sqrt{2gH}$ sebességre, ami közelítőleg 1,5-2m/s sebességet jelent. A maximális felv' szint esetén is legalább 0,8-2 m-rel emelkedik ki a gereb tisztító gép járószintje. A minimális felv' szint esetén pedig a légbeszívás elkerülésére legalább 0,3-0,5m vízborítás szükséges a beömlő nyílás legfelső pontja felett. A gereb hajlásszöge a vízszintes síkhoz képest 80° körül optimális. A gereb az eljegesedés elleni védelemként fűthető. A gereb tervezésekor szempont, hogy legyen elegendően sűrű, hogy az uszadékot felfogja, az ne juthasson a turbina járókerekébe, de ne legyen túl sűrű, mert akkor megnő a vesztesége.

Végül a rakodóterek, darupályák méretének meghatározásakor gondolni kell arra, hogy javítások esetén gépalkatrészeket kell mozgatni, és tartalék alkatrészeket kell ott elhelyezni.

Gazdaságossági számítás

A tervezés fontos lépése a várható hozam becslése. Az erőmű az élettartama alatt a mai áron minden évben azonos $I_{\text{év}}$ évi bevételt termel. Ehhez a tőkét az erőmű építéskor kell elkölteni. Az 1. év végi $I_{\text{év}}$ összeghez $I_1 < I_{\text{év}}$ tőke kell, mert $I_{\text{év}} = I_1 (1 + r)$, ahol r az inflációs rátával csökkentett kamatrátá.

A 2. év végi $I_{\text{év}}$ -hez $I_2 = \frac{I_{\text{év}}}{(1+r)^2}$, a j -edik év végi bevételhez $I_j = \frac{I_{\text{év}}}{(1+r)^j}$ tőke kell.

Összesen $I_{\text{össz}} = \sum_{j=1}^n I_j = \sum_{j=1}^n \frac{I_{\text{év}}}{(1+r)^j}$ a szükséges tőke. $I_{\text{év}}$ kiemelhető,

$$I_{\text{össz}} = I_{\text{év}} \sum_{j=1}^n \frac{1}{(1+r)^j} = I_{\text{év}} S, \text{ ahol } S \text{ egy mértani sor összege, melynek 1. tagja } a_1 = \frac{1}{1+r},$$

hányadosa $q = \frac{1}{1+r}$, így az összeg

$$S = \frac{a_1 (q^n - 1)}{q - 1} = \frac{\frac{1}{1+r} \left(\frac{1}{(1+r)^n} - 1 \right)}{\frac{1}{1+r} - 1} = \frac{(1+r)^{-n} - 1}{1 - (1+r)} = \frac{1 - (1+r)^{-n}}{r}. \text{ Ez az } S \text{ egy}$$

kétváltozós függvény, $S = S(r, n)$, például $r = 5\%$, $n = 60$ év esetén

$$S = \frac{1 - (1 + 0,05)^{-60}}{0,05} = 18,93.$$

Ezt az éves bevételt akkor is elérnénk, ha az $I_{\text{össz}}$ osztókéét bankba tennénk és n éven keresztül r kamatrátával kamatoztatnánk.

Az erőmű beruházási költsége K_{be} . Ha n év alatt éppen megtérül a tőke, akkor nincs profit. Ha a K_{be} beruházási költség, kisebb, mint a kiszámolt $I_{\text{össz}}$ osztóké igény, akkor $P = I_{\text{össz}} - K_{be}$ a profit. Ekkor a megtérülési idő az az n' év, amihez $I'_{\text{össz}} = K_{be}$. Tehát

$$I'_{\text{össz}} = I_{\text{év}} \frac{1 - (1+r)^{-n'}}{r} = K_{be}. \quad (1+r)^{-n'} = 1 - \frac{rK_{be}}{I_{\text{év}}}.$$

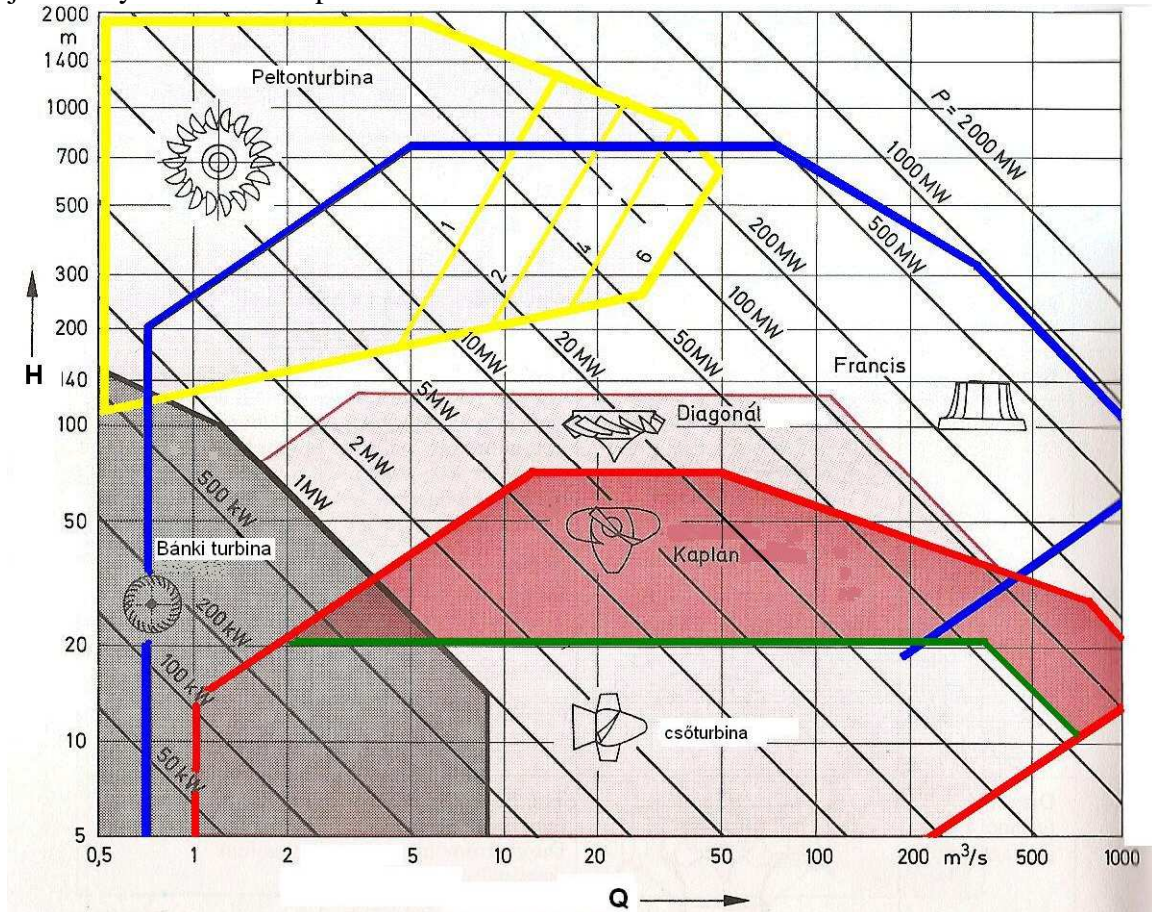
$$-n' \log(1+r) = \log \left(1 - \frac{rK_{be}}{I_{\text{év}}} \right), \text{ így végül } n' = - \frac{\log \left(1 - \frac{rK_{be}}{I_{\text{év}}} \right)}{\log(1+r)}.$$

Például ha $K_{be} = 1,3 \cdot 10^{10}$ Forint, $I_{\text{év}} = 10^9$ Forint, $r = 0,05$, akkor

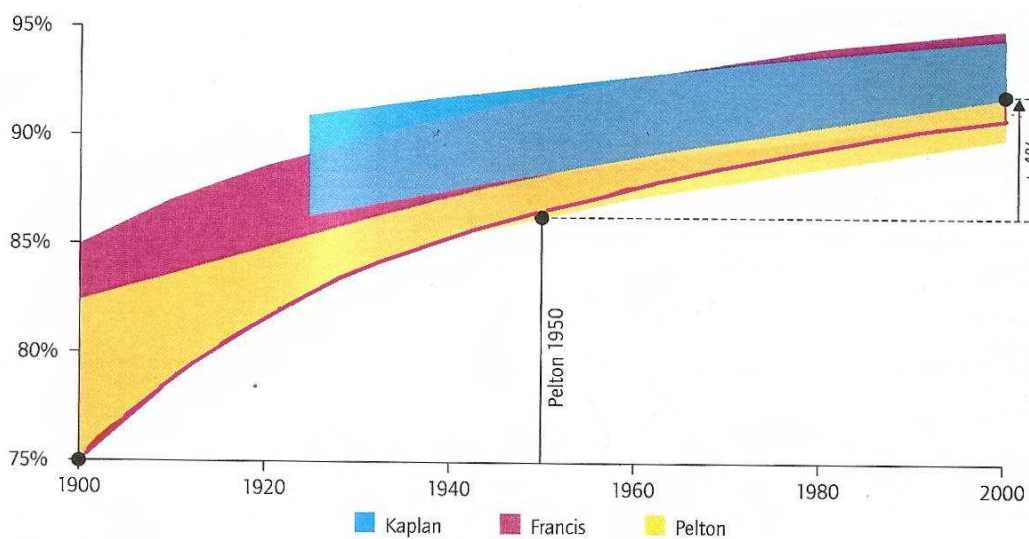
$$n' = - \frac{\log(1 - 0,05 \cdot 13)}{\log(1,05)} = 21,5 \text{ év és a profit } P = 18,9 \cdot 10^9 - 1,3 \cdot 10^{10} = 5,9 \cdot 10^9 \text{ Forint.}$$

Turbina típusok

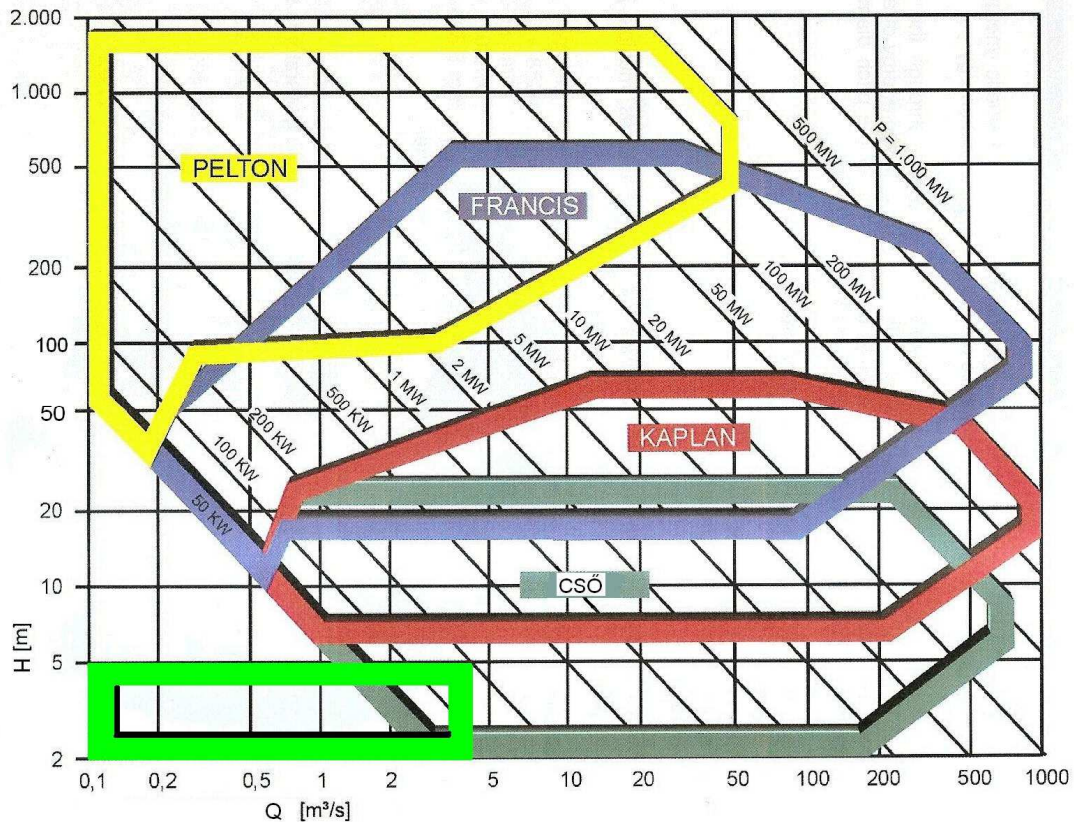
A szivattyúk típusa függ a H eséstől és kisebb mértékben a Q víznyeléstől. Növekvő esés esetén axiális átömlésű cső, illetve Kaplan turbinát, majd félaxiális átömlésű diagonál turbinát, végül félaxiális-radiális átömlésű Francis turbinát használnak. A legnagyobb esésekre az akciós turbinatípust, a Pelton turbinát használják 1, 2, 4 vagy 6 sugárcsővel. Kis teljesítmények és kis-közepes esések esetén használható a Bánki turbina.



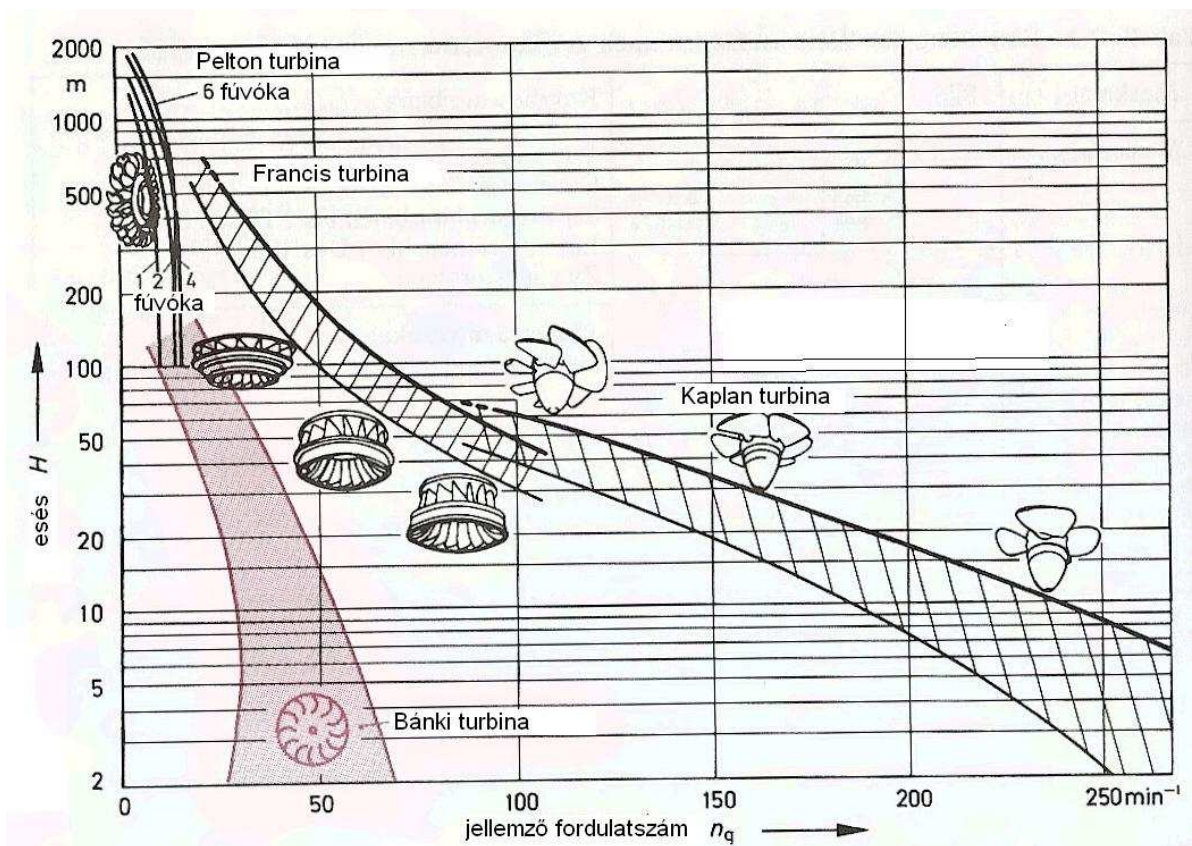
14. ábra A német Voith gyár turbinatípusai



15. ábra A turbinák hatásfokának javulása az utóbbi száz évben



16. ábra Az osztrák Andritz gyár által ajánlott turbina típusok kiegészítve az Archimedesi csiga-turbinával



17. ábra

Szokásos a turbina típusokat a H esés és az n_q jellemző fordulatszám diagramban ábrázolni

Az áramlástechnikai gépek alapvető típus jellemzője a jellemző fordulatszám: $n_q = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}}$. A

kis jellemző fordulatszámú turbinák akciós (környezeti nyomáson működő) turbinák, illetve a határturbina, ami az akciós és a reakciós turbina típusok határát képviseli. A reakciós turbinák járókerékében nem állandó a nyomás, a mozgási energia ott is változik, de a nyomóerők munkája is része a turbina hasznos munkájának. A reakciós turbinák a növekvő jellemző fordulatszám függvényében radiális, félaxiális átömlésű Francis turbinák, majd az axiális átömlésű propeller, cső-, illetve Kaplan turbinák. Elsőként a Pelton turbinákat tárgyaljuk.

Pelton turbina

E típus lényegében egy korszerű vízikerek. A víz a sugárcsőből vagy sugárcsővekből lép ki a fúvókán keresztül és a szabad levegőben haladó nagy sebességű vízszög éri el a keréken elhelyezett ún. kanalakokat. A sugárcsőből kilépő víz sebessége $c = \varphi \sqrt{2gH}$, a kiömlési tényező $\varphi = 0,96 \div 0,98$ értékű. A H hasznosítható esés kisebb, mint a H_g geodetikus esés,

mert a nyomócső áramlási veszteségei nem elhanyagolhatóak. $H = H_g - \zeta \frac{c_{nycs}^2}{2g}$, a

veszteségtényező zömében csősúrlódásból, kis mértékben a beépített idomok ellenállásából adódik. A D_{cs} átmérőjű nyomócső keresztmetszete sokkal nagyobb, mint a d_0 átmérőjű vízszög keresztmetszete. Emiatt a vízsebesség kisebb a nyomócsőben, mint a fúvókából való

kilépésnél. A kontinuitási egyenlet szerint $c_{nycs} \frac{D_{cs}^2 \pi}{4} = c \frac{d_0^2 \pi}{4}$. A vízszög átmérőjénél nagyobb a fúvóka nyílásának átmérője, amit d -vel jelölünk.

Tapasztalat szerint $d = (1,25 \div 1,3)d_0$, azaz körülbelül $1,27d_0$. A nyomócső D_{cs} átmérője ennek mintegy 3-szorosa. Így a D_{cs} és a d_0 átmérő aránya $3 \cdot 1,27 = 3,81$. Ezzel $c_{nycs} = \frac{c}{3,81}$,

tehát $c = \sqrt{\frac{2gH_g}{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{\zeta}{3,81^2}}} \approx \sqrt{\frac{2gH_g}{1,06 + 0,069\zeta}}$. Az egy sugárcsőből kiömlő vízáram $Q_1 = c \frac{d_0^2 \pi}{4}$.

Hasonlóan a vízikerekhez, a Pelton turbina kerékének kerületi sebessége akkor optimális, ha az körülbelül a vízsebesség fele (álló keréken maximális az erő, de nem ad le teljesítményt, vízsebességgel forgó lapátokon pedig nem történik impulzusváltozás, így nem hat rájuk erő).

Tapasztalat szerint $u_{opt} = \frac{D_1 \pi \cdot n_{opt}}{60} = 0,47c$. D_1 a lapátzott járókerék középtátmérője,

amelyen a vízszög eléri a Pelton kanalakokat. A vízmennyiség és kisebb mértékben a vízsebesség függ a Pelton turbina sugárcsővébe helyezett, axiális irányban mozgatható szabályozótű helyzetétől. A tű lökete, $s = (0,55 \div 0,62)d$.

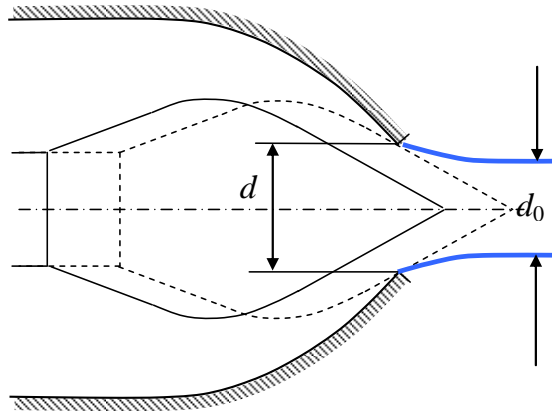
Pelton turbinák jellemző fordulatszáma egyszerűen számolható. A 17. ábrán látható, hogy az egy sugárcsőves Pelton turbina jellemző fordulatszáma legfeljebb 10.

Mivel

$$n_q = \frac{nQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{60 \cdot 0,47c}{D_1\pi} \cdot \left(c \frac{d_0^2\pi}{4} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{0,47 \cdot 60(2g)^{\frac{3}{4}}\varphi^{\frac{3}{2}}}{2\sqrt{\pi}} \cdot \frac{d_0}{D_1} = 71 \frac{d_0}{D_1},$$

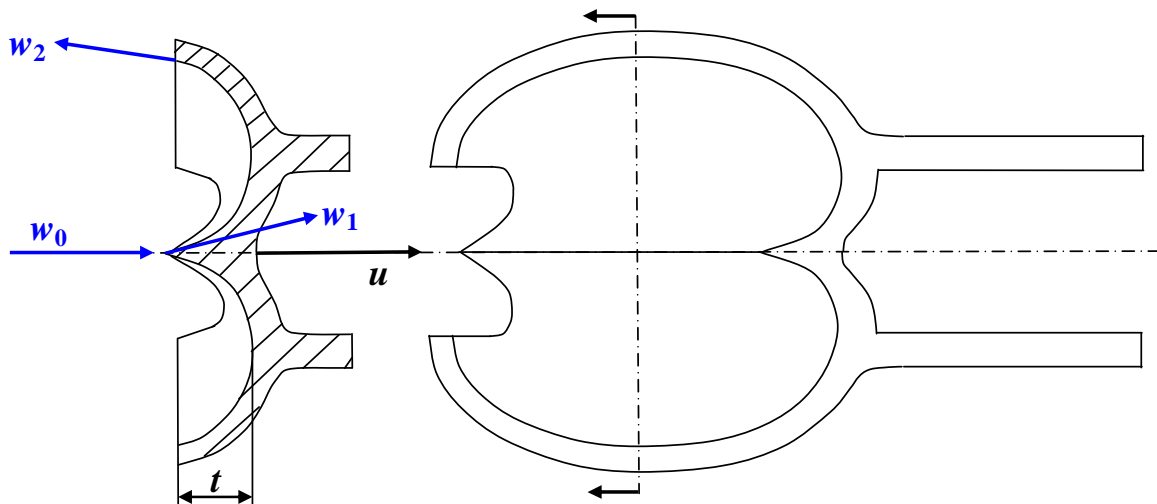
így a D_1/d_0 viszony legalább 7, vagy ennél nagyobb.

A fúvóka és a szabályozótű alakja zárt és nyitott tű helyzetben:



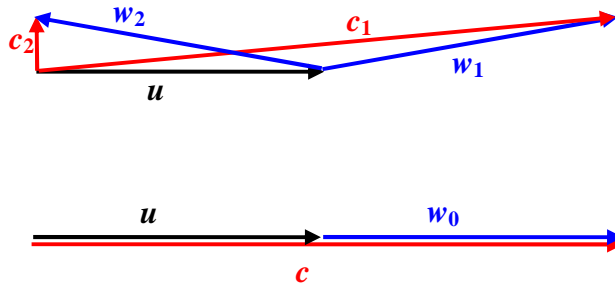
18. ábra Pelton turbina fúvóka és szabályozótű

Egy Pelton kanál metszetén jól láthatók a sebesség irányok, megrajzolható a be- és kilépő sebességi háromszög.



19. ábra Pelton kanál metszete, elől nézete,
a w relatív és az u kerületi sebesség

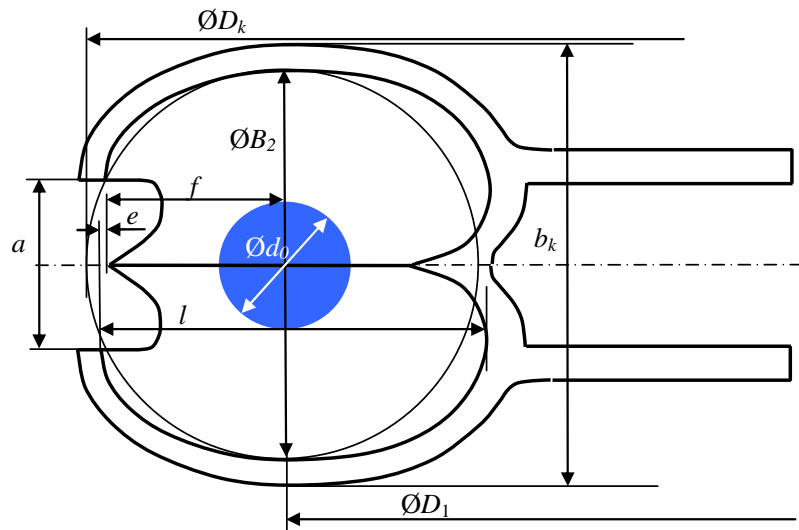
Az u kerületi sebességgel haladó lapáthoz képest w_0 sebességgel érkező folyadékot a lapát vágó éle w_1 irányba téríti. Mivel eközben a nyomás a légkörivel azonos, $|w_1| = |w_0|$. A súrlódás kis mértékben csökkenti a relatív sebesség értékét, $|w_2| \leq |w_1|$ és irányát közel 180° -kal megváltoztatja. Az abszolút, relatív és kerületi sebesség vektorok kapcsolatát tartalmazó sebességi háromszögek az alábbi alakúak.



20. ábra Sebességi háromszögek a folyadék Pelton kanálra érkezésekor és távozásakor, illetve – alul – a kanálra érkezés előtti pillanatban

A Pelton turbinák típusa 20MW teljesítmény fölött 6 sugárcsővel táplált függőleges tengelyű járókerék, ez alatti teljesítmények esetén vízszintes tengelyű, 1, 2, 4 sugárcsöves kivitelű. Jelölje z a sugárcsövek számát.

Ekkor $Q_1 = \frac{Q}{z} = c \frac{d_0^2 \pi}{4} = \varphi \sqrt{2gH} \frac{d_0^2 \pi}{4} = \varphi \sqrt{2gH} \left(\frac{d}{1,27} \right)^2 \frac{\pi}{4}$ az egy sugárcsőből kilépő vízáram. Így a sugárcső kilépő furatának átmérője $d = \sqrt{\frac{Q}{2,1z\sqrt{H}}}$ a szám konstansok összevonása után.



21. ábra A Pelton kanál méreteinek viszonya

$D_1/B_2 = f(H)$, ez a függvény a 22. ábra diagramján látható.

$$e = (0 \div 0,35)d_0$$

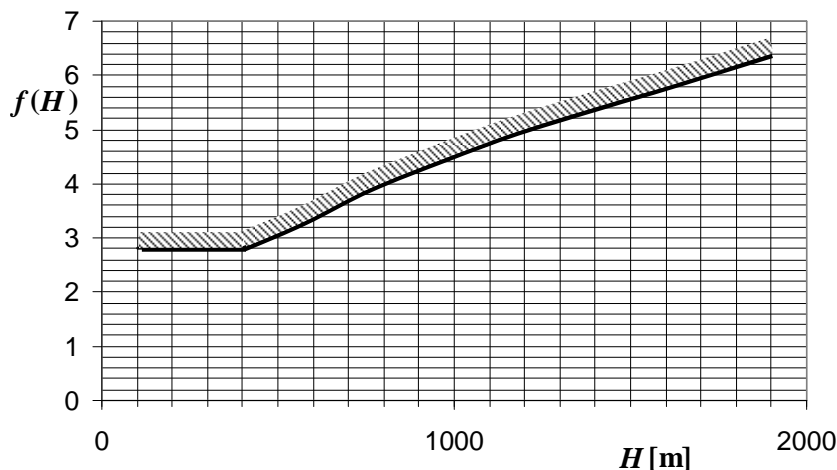
$$f = (0,85 \div 1,5)d_0$$

$$B_2 = (2,5 \div 3,2)d_0$$

$$l = (2,1 \div 2,7)d_0$$

$$t = (0,85 \div 0,96)d_0 \text{ (ld. 19. ábra)}$$

$$a = (1,1 \div 1,35)d_0$$



22. ábra $f(H) = D_1/B_2$

A két kanál felet elválasztó él fél szöge (a 20. ábrán látható \mathbf{u} és \mathbf{w}_1 vektorok szöge) $7^\circ \div 17^\circ$.
A kanál kilépő szöge (a 20. ábrán látható \mathbf{u} és \mathbf{w}_2 vektorok szöge) $4^\circ \div 29^\circ$.

A kanalak z_k számára több tapasztalati összefüggés is van:

$$z_k = 13,8 + 1,94 \frac{D_1}{B_2} \quad \text{vagy} \quad z_k = 13,8 + \frac{44}{n_q}, \quad \text{vagy} \quad z_k = (14 \div 16) + \frac{D_1}{2d_0}.$$

A sugárcső átmérője vízszintes tengelyű gépeknél $D_{cs} = 3d$, míg függőleges tengelyű gépeknél $D_{cs} = 2,7d$.

A turbina nyomócsövébe épített elzáró szerkezet (pl. gyűrűszár) D_{sz} átmérője a sugarak számának növelésével nő: 1 sugárcső esetén $D_{sz} = D_{cs}$, 2 sugár esetén $D_{sz} = 1,4D_{cs}$, 4 sugár esetén $D_{sz} = 1,8 D_{cs}$, 6 sugár esetén $D_{sz} = 2,2D_{cs}$.

A Pelton kerék fordulatszáma célszerűen szinkron fordulatszám, így nem kell hajtóművet illeszteni a turbina és a generátor közé. A pólusok számát p -vel jelölve $n_{szink} = 6000/p$ és p lehetőleg 4-gyel osztható legyen, de mindenképpen páros szám. 4 sugaras Pelton turbinák fordulatszáma legfeljebb 1000/min, 6 sugarasoké legfeljebb 750/min. A Pelton turbina becsült megfutási fordulatszáma az n üzemi fordulatszám közel kétszerese: $n_{megf} = 1,85 \cdot n$.

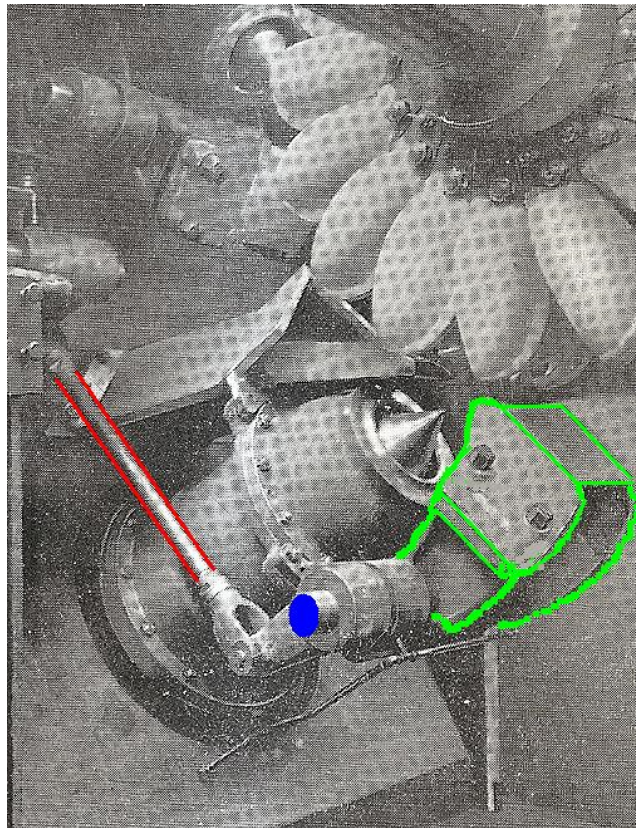
A Pelton turbinák várható hatásfoka függ a turbina méretétől, manapság 90% elvárható, de elérheti akár a 93%-ot is.

A Pelton tű lehet a sugárcsőön kívülről mozgatható, ekkor a sugárcső íves és a cső falába helyezett tömítésen vezetik ki a tű rúdját. Ilyenkor közvetlenül a fúvóka előtt egy küllős kivitelű perselyben radiális irányban meg van fogva a tű szára úgy, hogy axiális irányban mozgatható legyen. A másik lehetőség, hogy a sugárcsőbe helyezett szervo-henger dugattyúja olajnyomás hatására mozgatja a tűt, amit tehát ilyenkor nem kell kivezetni a sugárcsőből.

A kúpos tűvég kúpszöge $50^\circ \div 60^\circ$, a tű fejének legnagyobb átmérője a fúvóka d furatátmérőjének többszöröse, azaz $(1,5 \div 1,8)d$. A tűszár d_t átmérője pedig $d_t = 0,7d$. A lezárt tű megnyitásához $F_{tű} = k_{tű} \left(\frac{s}{d_0}\right) \cdot gH (d^2 - d_t^2)$ nagyságú erőre van szükség. A tű nyitásával – az s elmozdulás változtatásával – ez az erő csökken. Zárt helyzetben tehát

$k_{\text{ú}} \left(\frac{s=0}{d_0} \right) = \frac{\rho\pi}{4} = 785$. Például ha a sugár átmérőjének felére nyitjuk a tüt, akkor már csupán $k_{\text{ú}} \left(\frac{s}{d_0} = 0,5 \right) = 300$ az együttható.

Mint láttuk, a terhelés leesésekor a turbina fordulatszáma közel duplájára nőhet, ami nemkívánatos rezgésekkel járhat. Nagy esésű erőművek hosszú nyomócsövét nem lehet gyorsan lezárni, mert az nyomáslengésekhez vezethet. A lassú zárás viszont a fordulatszám növekedését okozza. Ennek megakadályozására fejlesztették ki a sugár elterelőt, ami a sugarat szinte érintő – hidraulikus munkahengerrel mozgatható – íves fémlap. Ezt a sugárba tolva azt eltéríti a kanalakról. Így nem gyorsul fel a turbina a megfutási fordulatszámig és a nyomócsőbe épített, már említett elzáró szerkezet (gyűrűszár) kellően lassan – nyomáslengést nem okozva – zárható le.



23. ábra Sugárelterelő

A **mozgatórúd**, a sugárelterelő **tengelycsapja**, a **sugárelterelő**.

Az adott hasznosítható esésre és víznyelésre tervezendő Pelton turbina fő méreteinek meghatározása a következő **12 lépésben lehetséges**.

1. Meghatározzuk a turbina típusát – vízszintes vagy függőleges tengelyű – és a 14. vagy 17. ábra szerint a fúvókák z számát (ld. a 20. ábra alatti bekezdést).
2. Kiszámítjuk a fúvóka nyílás átmérőjét a 21. ábra feletti képletből: $d = \sqrt{\frac{Q}{2,1z\sqrt{H}}}$.
3. Kiszámoljuk a kanál 21. ábrán látható B_2 szélességét. $B_2 = \frac{d}{0,4}$.
4. A 22. ábra diagramjából meghatározzuk a Pelton turbina járókerék D_1 középtátmérőjét (ld. a 21. ábrát).

5. Az „Áramlástechnikai gépek” c. tárgyban megismert nyomásszám,

$$\psi = \frac{2gH}{u_1^2} = \frac{2gH}{\left(\frac{D_1 \pi n}{60}\right)^2}$$
alapján, a nyomásszámot $\psi = 4,5$ értékre felvéve kiszámoljuk a turbina maximális fordulatszámát: $n_{\max} = \frac{60}{D_1 \pi} \sqrt{\frac{2gH}{4,5}}$. Az ehhez legközelebbi, de ennél kisebb szinkron fordulatszámot választjuk. 50Hz-es hálózat esetén $n_{\text{szink}} = \frac{6000}{p}$, ahol p páros, lehetőleg 4-gyel osztható. Figyelembe vesszük a fent írt korlátokat a 6, illetve 4 sugaras Pelton turbinák esetén.
6. Újra kiszámítjuk a kerékátmérőt immár a véglegesként elfogadott $n = n_{\text{szink}}$ fordulatszámmal: $D_1 = \frac{60}{n \cdot \pi} \sqrt{\frac{2gH}{4,5}}$. Ellenőrizzük a D_1/B_2 viszonyt (a viszonyszám a diagram – 22. ábra – vonala alá eshet, fölé nem). Szükség esetén csökkentjük a fordulatszámot és megismételjük az utolsó lépéseket
7. Ellenőrzésként kiszámoljuk a φ mennyiségi számot, ennek 0,2 körüli értéket kell adnia. A mennyiségi szám definíciója:
$$\varphi = \frac{Q}{\frac{B_2^2 \pi}{4} \cdot \frac{D_1 \pi n}{60}}$$
, ahol a nevező első tényezője a kanál névleges felülete, a második tényező a kanál kerületi sebessége.
8. Kiszámoljuk a kerék külső átmérőjét, ld. 21. ábrát: $D_k = B_2 + D_1$.
9. Meghatározzuk a kanalak számát például a már megismert $z_k = 13,8 + 1,94 \frac{D_1}{B_2}$ képlettel.
10. Előírjuk a sugárcső belső átmérőjét. a már megismert képletekkel: vízszintes tengelyű gépeknél $D_{cs} = 3d$, míg függőleges tengelyű gépeknél $D_{cs} = 2,7d$.
11. Ezek után a fent leírt képletek közül a megfelelőt megkeresve a zárószerkezet D_{sz} névleges átmérőjét is meghatározzuk.
12. Megbecsüljük a megfutási fordulatszámot, mint láttuk: $n_{\text{megf}} = 1,85 \cdot n$.

Ezek után kezdhetünk a kanál, a szabályozó tű, sugárelterelő pontos megszerkesztéséhez.

Reakciós turbinák: Idetartozik a Francis turbina, a rögzített lapátos propeller- és az állítható lapátos Kaplan-turbina, illetve utóbbiak korszerűbb vonalvezetésű változata, az aknaturbina (pit turbine) és a csőturbina.

E turbinatípusok a keskeny radiális centripetális turbinától kezdve félaxiális átömlésen át az axiális átömlésű változatig lényegében folytonos rokonságot mutatnak. Üzemi paramétereiket fajlagos mennyiségekkel szokás felírni, a modellmérések eredményeit így rögzítik és azt a mindenkor nagy kivitelre számítják át.

A fajlagos mennyiségek alapvető arányosságokon alapulnak. A Pelton turbina kapcsán megtanultuk, hogy az egy sugárcsőből kilépő vízáram:

$Q_1 = \varphi \sqrt{2gH} \frac{d_0^2 \pi}{4}$. Mivel d_0 arányos D_1 -gyel, így $Q_1 \approx \sqrt{H} D_1^2$. Az arányossági tényezőt

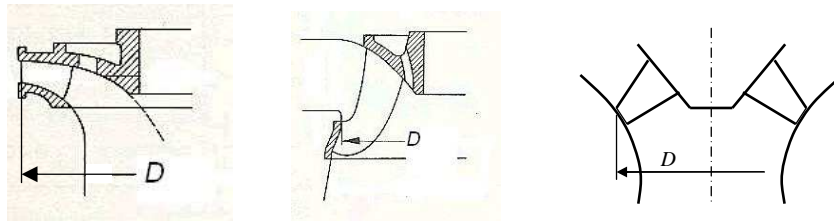
$$Q_{11}\text{-gyel jelölve: } Q_{11} = \frac{Q_1}{D_1^2 \sqrt{H}}. \quad (1)$$

Az optimális kerületi sebességre azt kaptuk, hogy

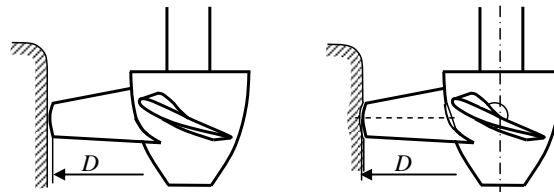
$$u_{opt} = \frac{D_1 \pi \cdot n_{opt}}{60} = 0,47c = 0,47 \varphi \sqrt{2gH}. \text{ Innen } D_1 n \approx \sqrt{H}. \text{ Az arányossági tényezőt}$$

$$n_{11}\text{-gyel jelölve: } n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} \quad (2)$$

Lényeges, hogy a jellemző méretet a reakciós turbináknál is egyértelműen definiáljuk. Ezt mutatja az alábbi ábrásor.



Gyors járású, lassú járású Francis, Diagonál



Propeller

Kaplan

24. ábra Turbina járókerekek jellemző átmérője, amit a Q_{11} , n_{11} képletbe kell helyettesíteni

$$\text{Mivel } P_h = \eta Q \rho g H = \eta \cdot Q_{11} D^2 \sqrt{H} \cdot \rho g H \approx D^2 H \sqrt{H}, \text{ nyilván } P_{11} = \frac{P}{D^2 H \sqrt{H}}.$$

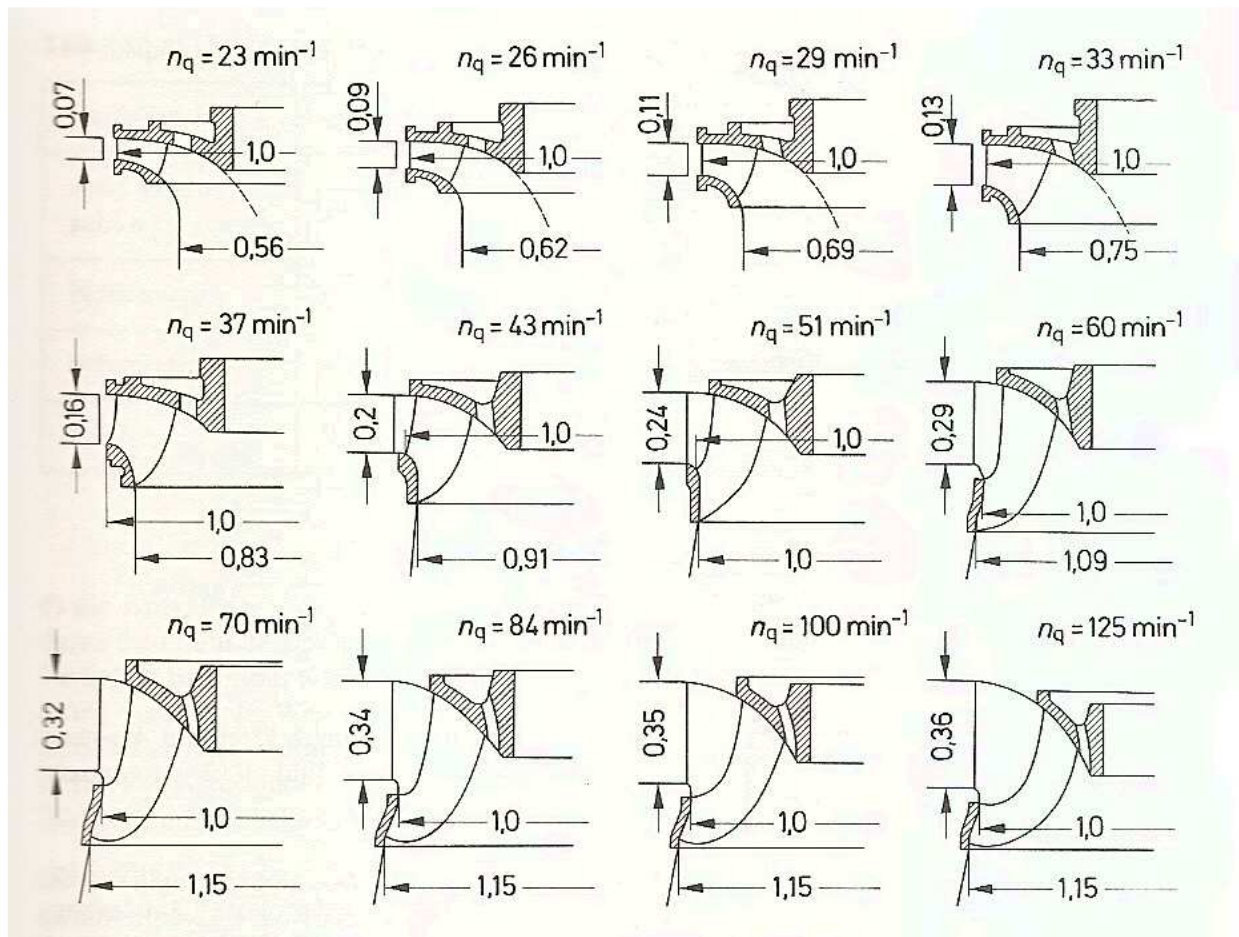
$$\text{Hasonlóan, kiindulva } n_{11} \text{ definíciójából és a } P_h = M\omega\text{-ból, belátható, hogy } M_{11} = \frac{M}{D^3 H}$$

Francis turbina

A Francis turbina járókereke egy centrifugálszivattyú járókerekéhez hasonlít, de az áramlási irány kívülről befelé mutat, azaz centripetális. Mint láttuk, közepes eséseknél használják. Az esés csökkenésével keskeny radiális átömlésű keréktől a széles félaxiális átömlésű kerékgig folytonosan változó alakú.

A 25. ábra mutatja a Francis turbinák meridián metszet alakját a jellemző fordulatszám függvényében (Bohl.II.1.9.ábra), a jellemző átmérő a belépő él külső oldali (járókerék előlap felőli) átmérője:

$$\text{Jó közelítéssel (Bohl.I.7.5. ábra) } n_q = \frac{690}{H^{0,53}}. \quad (3)$$



25. ábra Francis turbina járókerekek meridián metszete

Francis turbina fő méretei:

Kiindulási adatok:

- Hasznosítható esés H [m]
- Kiépítési víznyelés Q [m³/s]
- Hasznos turbinateljesítmény P [kW]

Az utóbbi két adatból elég az egyiket megadni, mert

$$P = \eta_t [\%] \cdot Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot 10^{-5} \text{ [kW]}. \quad (4)$$

Esés	kis	közepes	nagy
H [m]	< 70 m	< 200 m	< 600 m
Jellemző ford.szám	nagy	közepes	kicsi
n_q	> 72	> 42	> 21
Kerék alak	félaxiális	széles radiális	keskeny radiális
Jellemző átmérő	Kilépő torok átmérő		

Az alábbiakban a D_2 jellemző átmérő a kilépő él külső átmérőjét, vagy a torok átmérőt jelöli.

A fajlagos fordulatszám:
$$n_{11} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}}, \quad (5)$$

a fajlagos térfogatáram:
$$Q_{11} = \frac{Q}{D_2^2 \sqrt{H}}, \quad (6)$$

ahol D_2 a fenti táblázatbeli jellemző átmérő, H a hasznosítható esés. Könnyen belátható, hogy

$$\frac{n_{11}\sqrt{Q_{11}}}{\sqrt{H}} = \frac{nD_2}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{D_2^2\sqrt{H}}} = \frac{nD_2\sqrt{Q}}{\sqrt{HD_2^4\sqrt{H}}} = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = n_q. \quad (7)$$

A maximális esés és a fajlagos fordulatszám közelítő kapcsolata egy korlát a fajlagos fordulatszámra:

$$\text{Andritz-12.ábra.:} \quad H_{max} = 1,1H \quad n_{11} \leq \frac{603}{H_{max}^{0,43}}. \quad (8)$$

Gyári tapasztalatok alapján a javasolt fajlagos térfogatáram a fajlagos fordulatszám függvénye (Andritz-13.ábra), melynek alakja: $Q_{11} = (0,5 \pm 0,05) + 3 \cdot 10^{-7} \cdot n_{11}^{10/3}$. (9)

$$\text{Igaz továbbá az is (Andritz-13.á.), hogy} \quad Q_{11} = 0.012n_q + 0.16 \quad (10)$$

A turbina fordulatszáma legyen szinkron fordulatszám, ami

$$n_{sz} = \frac{6000}{p}, \quad (11)$$

itt p jelöli a pólusok számát, lehetőleg 4-gyel osztható legyen.

Kavitáció veszélye miatt a járókereket az alvíz szint fölé legfeljebb H_s magasságba lehet elhelyezni, melynek értékét a p_0 légköri nyomás, a p_g telített gőznyomás és a szükséges $NPSH_r$ szabja meg. Utóbbi a sebességek függvénye, azaz arányos $(Q/D_2^2)^2$ -tel, azaz (6)-ból:

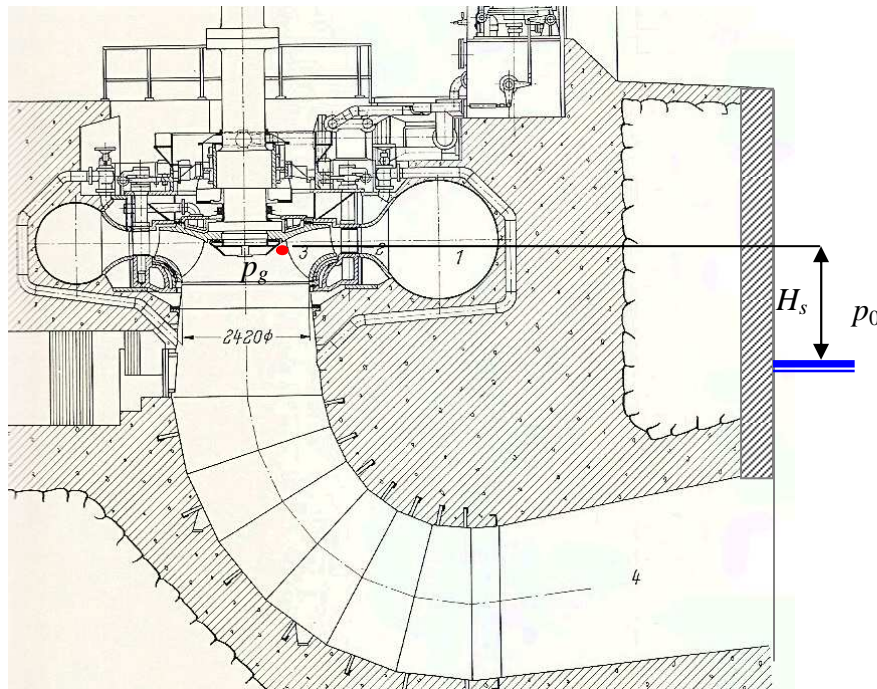
$$NPSH_r \approx (Q/D_2^2)^2 = 0,145Q_{11}^2 H.$$

Ezzel a gőzképződés várható helye és az alvíz szint közé felírt Bernoulli egyenletből

$$\frac{p_g}{\rho g} + NPSH_r + H_s = \frac{p_0}{\rho g}. \quad \text{Mivel } NPSH_r = 0,145Q_{11}^2 H, \text{ így végül}$$

$$H_s = \frac{p_0 - p_g}{\rho g} - 0,145 \cdot Q_{11}^2 H. \quad (12)$$

Ha H_s negatív, akkor a járókerék az alvíz szint alatt helyezendő el, ekkor a mélyépítési költségek nagyok.



26. ábra Geometriai adatok és nyomások a szívóképesség számításához

A másik veszély a terheletlen turbina fordulatszám növekedése, a megfutás. A megfutási fordulatszámra jó becslés:

$$n_{megf} = \left(2,125n - 23 \frac{\sqrt{H}}{D_2} \right) \cdot 1.03, \quad (13)$$

Itt 3% biztonságot vettünk fel.

Az alábbi ábrán látható geometriai méretek viszonya a turbina típusának függvénye.

A jellemző méretek:

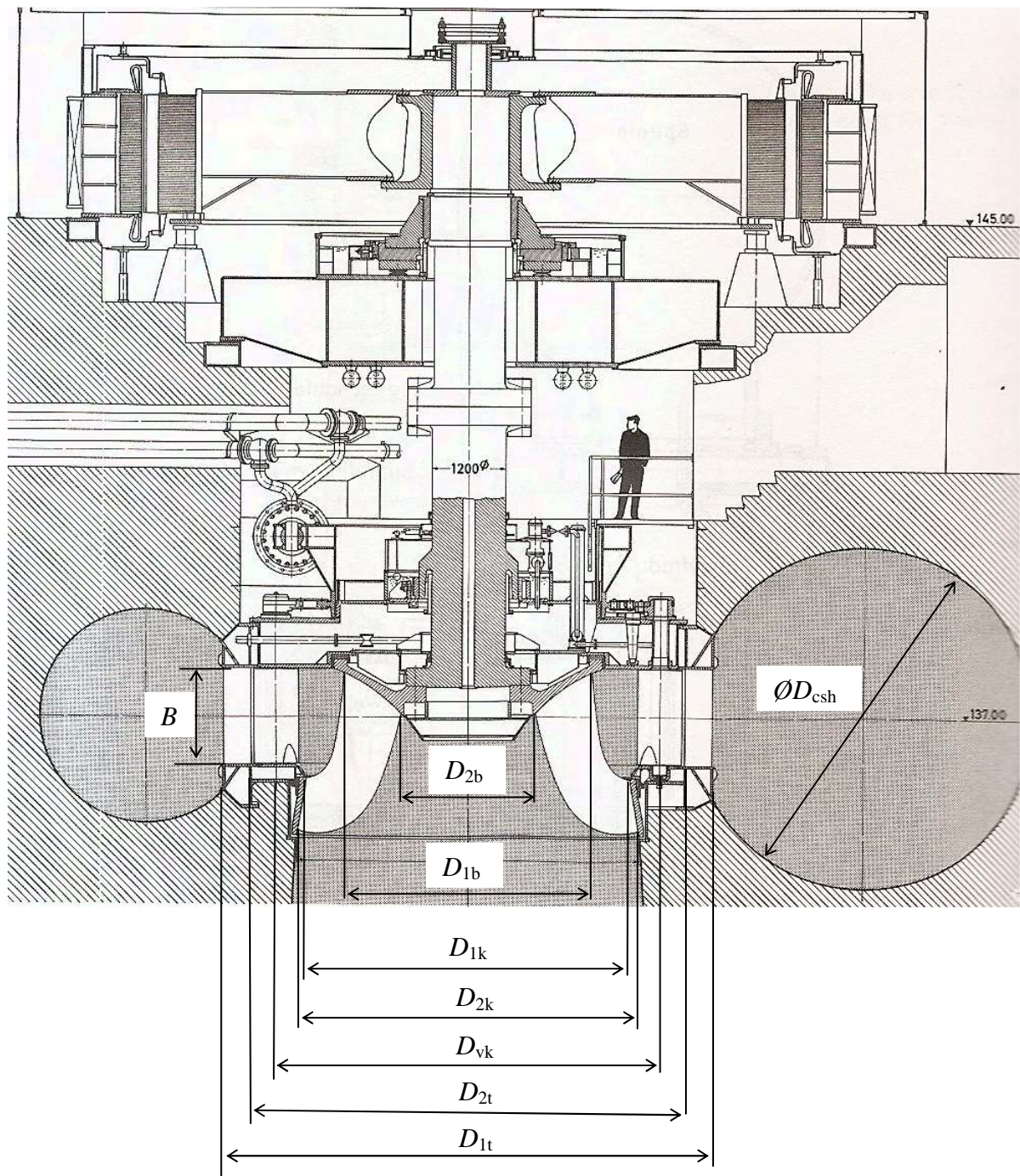
Hely	Belső (agyfelőli oldal)	Külső (átellenes oldal)
Lapát belépő él	D_{1b}	D_{1k}
Lapát kilépő él	D_{2b}	D_{2k}
Vezetőkerék	D_{vk}	
Támlapát belépés	D_{1t}	
Támlapát kilépés	D_{2t}	
Támlapát magasság	B	
Csigaház belépő \emptyset	$\emptyset D_{csh}$	

Végül a lapátszám
$$z = (10 \div 12) \cdot \frac{\sqrt{2gH}}{u_{1k}}, \quad (14)$$

mert a képletbeli tört számlálója a vezetőkerékre érkező folyadék abszolút sebességek arányos, a nevező a kerületi sebesség, így a tört a vezetőlapátok szögének tangensével arányos. Mennél kisebb ez a szög, annál kevesebb lapát kell adott lapátsűrűség mellett.

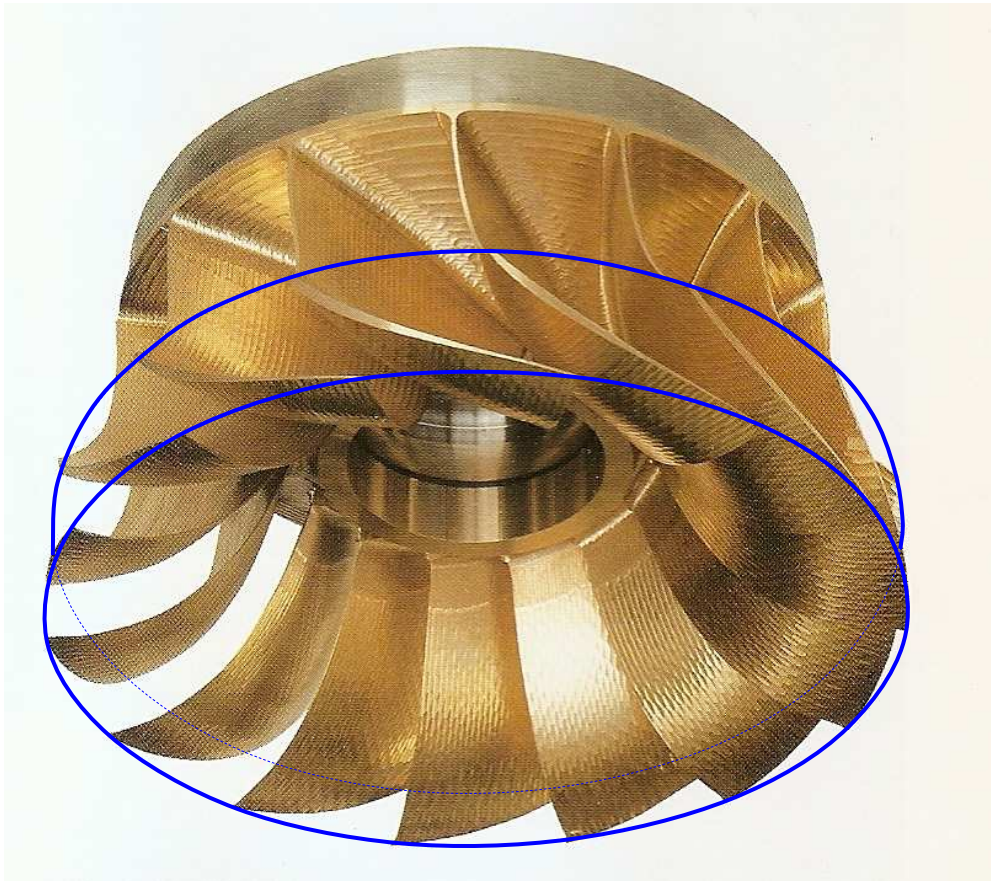
Fenti lépések pontokba szedve az alábbi tervezési algoritmust adják:

1. Q, H vagy H, P alapján (ld. (4) képlet) a turbina típusának meghatározása
2. H_{max} és n_{11} számítása (8) alapján
3. Q_{11} számítása (9) segítségével
4. D_2 számítása (6) alapján
5. n számítása (5)-ből
6. n -hez legközelebbi, n -nél kisebb n_{sz} szinkron fordulatszám (11)-gyel
7. n_q számítása a (7) definíció alapján
8. n_q ellenőrzése (3) alapján
9. Q_{11} korrekciója (10) segítségével
10. D_2 ismételt számítása (6) alapján
11. n_{11} végleges értéke (5) alapján
12. H_s szívómagasság számítása (12) alapján
13. n_{megf} becslése (13) segítségével
14. a z lapátszám közelítő számítása (14)-gyel
15. A további geometriai méretek meghatározása.



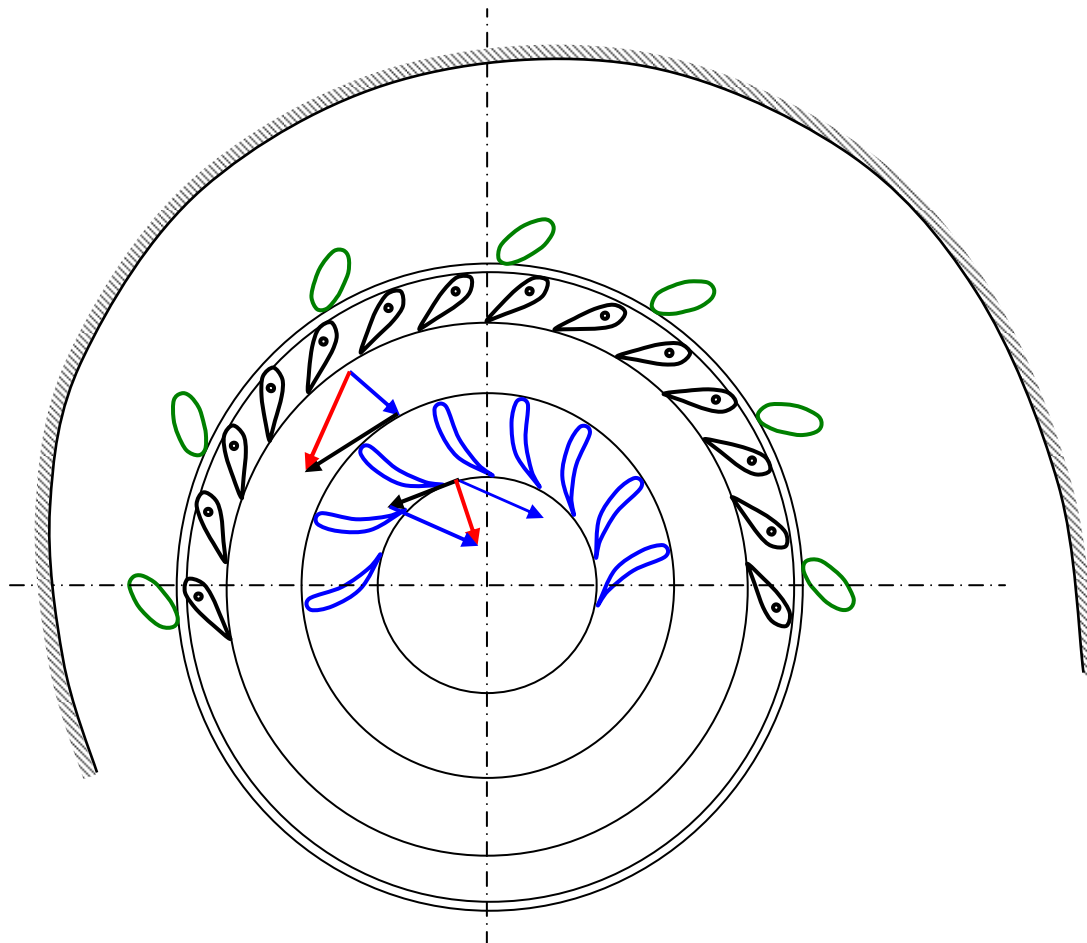
27. ábra Francis turbina jellemző méretei

A 27. ábrán látható típusú Francis turbina járókerékének modellje és a megvalósult járókerék a 27/a ábrán látható. A turbina támlapátjai és vezetőkeréke valamint a járókerék lapátok metszete a csigaház szimmetriasíkjában elmetaszve az alábbi 28. ábrán látható. A 28. ábrán a sebességi háromszögeket is berajzoltuk.

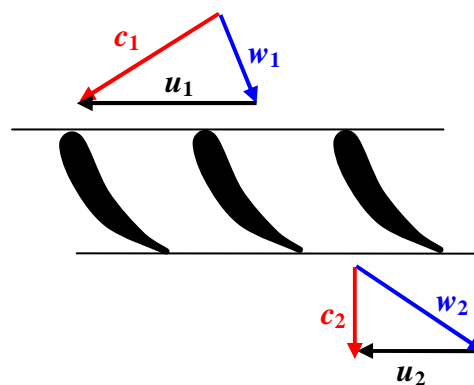


27/a ábra

Francis turbina járókerék CNC-gépen készült kismintája és a prototípus járókerék



28. ábra Csigaház – támlapátok – vezető lapátok – járókerék lapátok és a sebességek iránya, a 29. ábrán használt színekkel



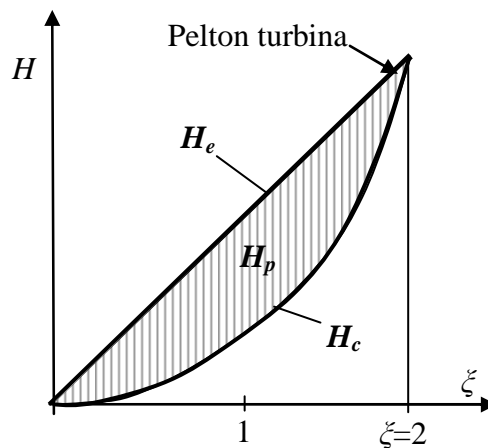
29. ábra. Francis turbina járókerék sebességi háromszögei

A 29. ábrán látható sebességi háromszögek komponensei alapján becsülhető a H_e elméletileg hasznosítható esés és annak két része, a H_c mozgási energia-változás, illetve a H_p nyomásváltozás. A tervezési állapotban a kilépő sebesség kerületi komponense közelítőleg zérus, illetve a belépő és kilépő abszolút sebesség meridián komponense azonos (az aláhúzott tagok kiesnek).

$$H_e = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{g} \approx \frac{c_{1u}u_1}{g} = H_c + H_p = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + H_p =$$

$$= \frac{c_{1u}^2 + c_{1m}^2 - c_{2m}^2}{2g} + H_p = \frac{1}{2} \frac{c_{1u}^2}{g} + H_p.$$

Innen $H_e = \frac{c_{1u}u_1}{g} = \frac{u_1^2}{2g} 2 \left(\frac{c_{1u}}{u_1} \right) = \frac{u_1^2}{2g} \left(\frac{c_{1u}^2}{u_1^2} \right) + H_p$. A $\xi = \frac{c_{1u}}{u_1}$ jelölést bevezetve a dimenziótlan belépő kerületi sebesség komponensre $H_p = \frac{u_1^2}{2g} (2\xi - \xi^2)$. Ennek a $H_p(\xi)$ függvénynek a képe



30. ábra A hasznosítható esés energetikai összetevői a reakciófok ξ növekedésével csökken

Kaplan turbina fő méretei

Axiális átömlésű reakciós turbina rögzített vagy állítható járókerék lapátokkal. Előbbi a propeller turbina, utóbbi a Kaplan turbina.

Részei:

- csigaház
- támlapátok,
- vezetőkerék állítható lapátokkal
- járókerék rögzített vagy állítható lapátokkal
- szívócső

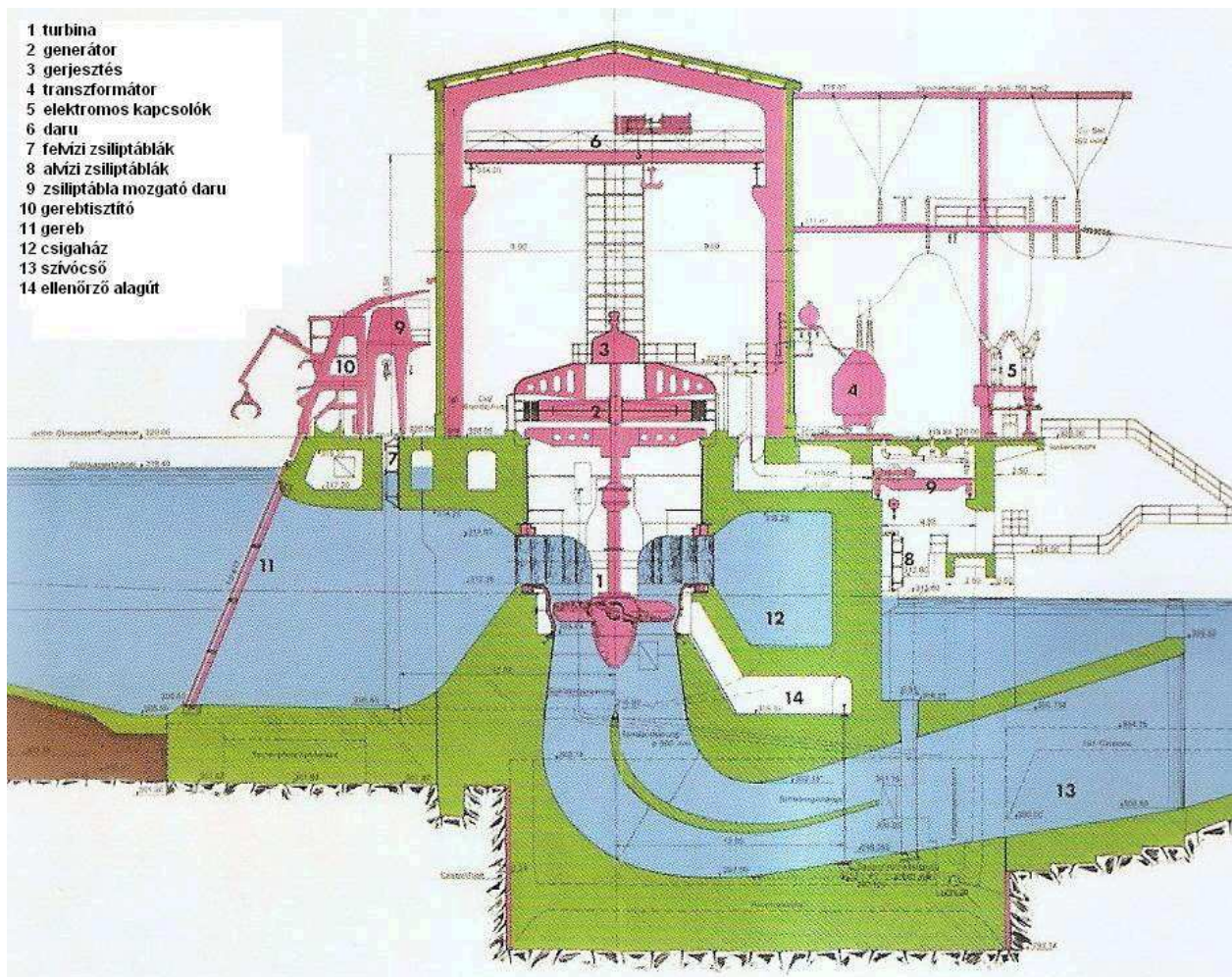
Vezetőkerék lapátszám járókerék átmérőtől függően 16-24, járókerék lapátszám eséstől függően 4-8.

A csigaház lehet vasbeton fél-csigaház (ld. 31. ábra) vagy betonnal körülöntött fémbélésű teljes csigaház.

A turbina általában függőleges tengelyű.

A szívócső függőlegeseből vízszintesbe kanyarodik, fél-csigaház esetén szintén betonból készül.

Az alábbi ábra egy fél csigaházas Kaplan turbina metszetét mutatja (A turbina harmadmagával a svájci Aare folyón Klingau településen található; egy turbinaegység adatai: $Q = 270 \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 6,1 \text{ m}$, $n = 75/\text{min}$, $P_{\text{elektr}} = 14 \text{ MW}$, $D_1 = 6,46 \text{ m}$.)



31. ábra Kaplan turbinás vízerőmű metszete

$$n_{11} = 196,1 \quad Q_{11} = 2,62 \quad n_q = 317$$

Alapvető összefüggések:

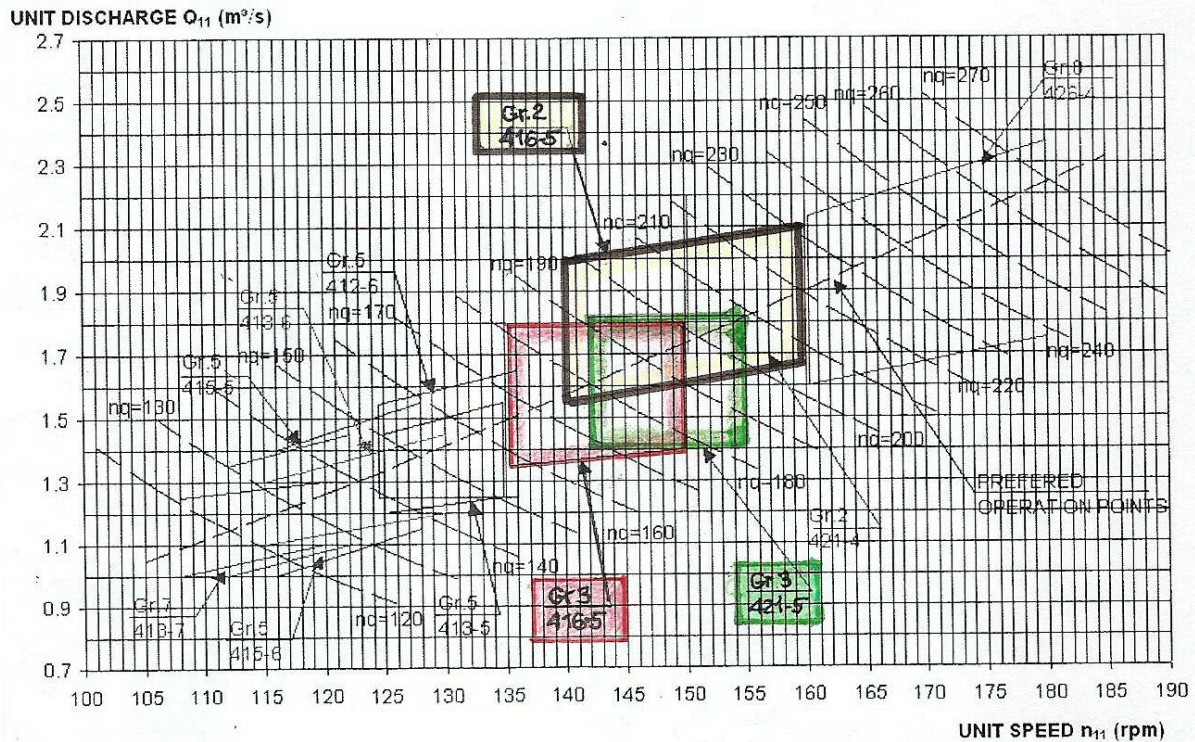
$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}, \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}, \quad \sigma = \frac{H_0 - H_{göz} - H_s}{H}. \quad (1)$$

Ezekből következik, hogy $D = \sqrt[3]{\frac{Q}{n} \cdot \sqrt[3]{\frac{n_{11}}{Q_{11}}}}$, illetve $n_q = n_{11} \sqrt{Q_{11}}$.

A gyárakban rendelkezésre áll az egyes kisminta típusok összesítő diagramja

$Q_{11} = f(n_{11}; \text{járókerék lapátszög, vezető kerék lapátszög, hatásfok, } \sigma)$ alakban

Az összes kimért kisminta javasolt alkalmazási területét egy közös diagramban ábrázolják:



32. ábra Kaplan turbina kisminta csoportok és modell kerek – kiemelve 3 modell
Gr = „group” = csoport

A tervezés lépései:

1. lépés: adott a víznyelés, Q és a nettó esés, H vagy adott a Q és a hasznos turbina teljesítmény igény, P [kW]. Ez utóbbi esetben $\eta = 92,5\%$ -os turbina hatásfokot feltételezve

$$Q = \frac{100000 \cdot P}{\rho \cdot g \cdot H \cdot \eta} \left[\frac{m^3}{s} \right]. \text{ A víz sűrűsége közelítőleg } 998 \text{ kg/m}^3, g = 9,8 \text{ m/s}^2.$$

Nagy Q esetén fél csigaház, kisebb térfogatáram esetén teljes csigaház ajánlott.

2. lépés: $H_{\max} = 1,1H$, ezzel a járókerék típus csoportot a gyári ajánlatból (például az 1. táblázat alapján), ezt követően a típust (a 32. ábra alapján) kiválasztani:

Példa az Andritz gyár Kaplan turbináinak csoportjaira:

H_{\max}	12	30	30	48	66
járókerék lapátszám	4	4/5	4/5	5/6	7/8
agyviszony, v ($\pm 0,015$)	0.35	0,42	0.45	0,52	0,56
vezetőlapát magasság, b_0	0,44	0,41	0,4	0,36	0,32
csigaház belépő átmérő D_{cs0}	-	-	1,314	1,239	1,162
típus	0	2	3	5	7

1. táblázat

A kisminta-sorozat alapján lehet kiválasztani a típuson belül a járókereket a csoporton belül minél nagyobb Q_{11} -hez tartozó modellkerekét választva.

3. lépés: Meg kell határozni a telepre jellemző kavitációs számot. Az 1. képletsor utolsó képlete szerint $H_s = -6m$ szívómagasság feltételezésével $\sigma = \frac{10,1 - 0,2 - (-6)}{H} = \frac{15,9}{H}$ az első becslés. Meg kell keresni a kiválasztott keréktípus diagramjában ilyen σ -t jelentő

legnagyobb Q_{11} értékű pontot, tehát a $\sigma =$ állandó görbe jobboldali végpontját, és kiolvasni az ahhoz tartozó n_{11} -et. Lásd a 33. ábra diagramjait!

4. lépés: Az (1) képletsor második képletéből $D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \sqrt{H}}}$, ezt az átmérőt dm

(deciméter) pontosságúra kell kerekíteni, amit D'_1 -vel jelölünk.

5. lépés: Az (1) képletsor első képlete szerint $n = \frac{n_{11} \sqrt{H}}{D'_1}$. Legyen a generátor fordulatszáma

szinkron fordulatszám, válasszuk a kapott n -hez közeli, de lehetőleg annál kisebb n_{szink} fordulatszámot a turbina fordulatszámának! Mint tudjuk, 50Hz-es hálózat esetén $n_{szink} = 6000/p$, p a pólusok száma, legyen lehetőleg 4-gyel osztható!

6. lépés: $n_{11} = \frac{n_{szink} D'_1}{\sqrt{H}}$, illetve $Q_{11} = \frac{Q}{D_1'^2 \sqrt{H}}$, ezekhez a típus diagramjából ki kell

olvasni az interpolált σ értéket és ezzel kell kiszámítani a szívómagasságot:

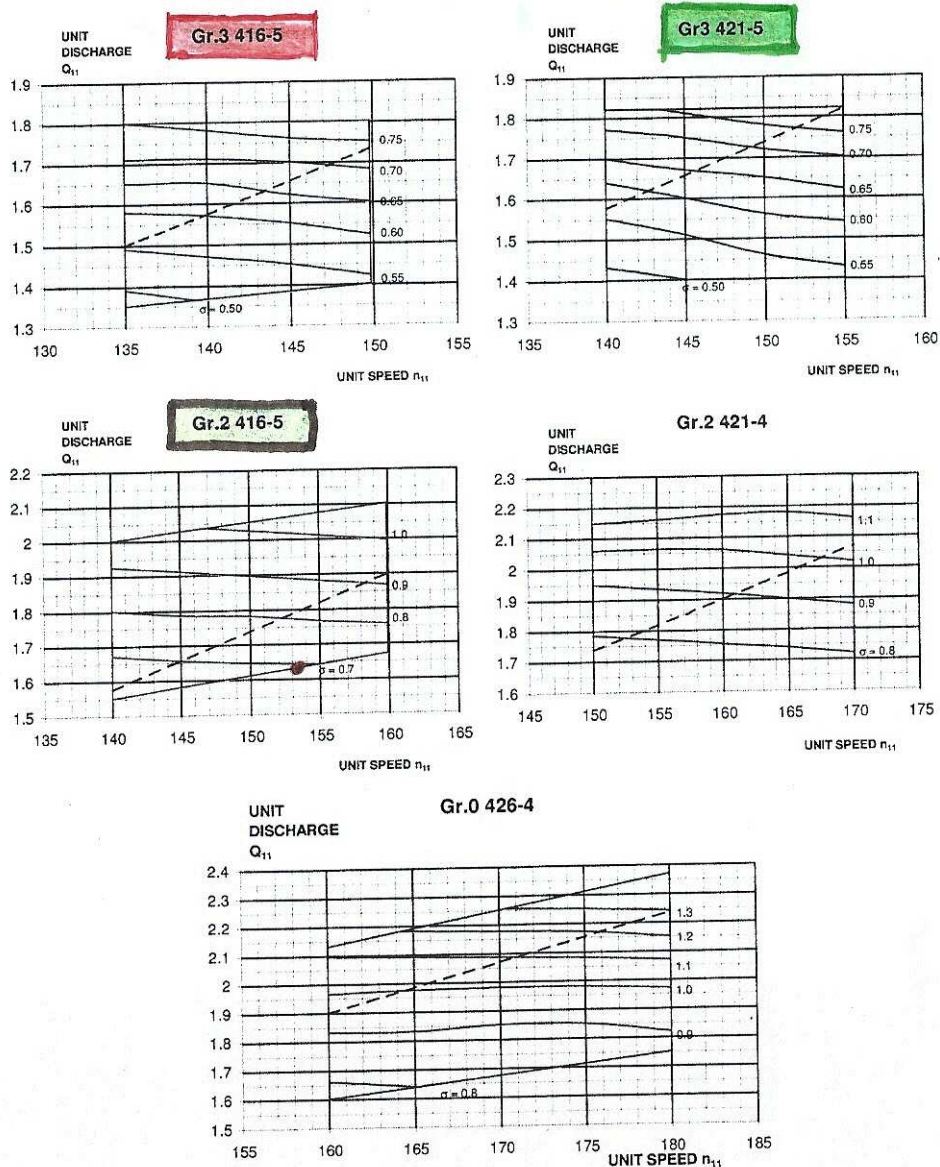
$H_s = H_0 - H_{göz} - \sigma H$, az érték megfelel, ha teljesül, hogy $-8m \leq H_s \leq -2m$. Ha a baloldali egyenlőtlenség nem teljesül, akkor a járókerék átmérőt növelni kell, ha a jobboldali egyenlőtlenség nem teljesül, akkor az átmérőt csökkenteni kell.

7., 8., 9. lépés: Ha a jellemző fordulatszám szerinti tervezést is alkalmazzuk, akkor

kiszámítjuk az n_q jellemző fordulatszámot: $n_q = \frac{n_{szink} \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = n_{11} \sqrt{Q_{11}}$, ezzel a 32. ábra átlós

szaggatott vonalán kikeressük az ilyen jellemző fordulatszámú pontot, kiolvassuk annak n_{11} és Q_{11} értékét, ahhoz keresünk σ értéket és kiszámítjuk a H_s szívómagasságot.

KAPLAN TURBINE CAVITATION COEFFICIENT σ ADMISSIBLE



33. ábra Megengedhető kavitációs számok Kaplan turbinákra – 3 kisminta kiemelve

10. lépés: A megfutási fordulatszám becsült értéke állítható járókerék lapátú Kaplan turbináknál $n_{megf} = 2,7 \cdot n$, fix lapátú propeller turbináknál $n_{megf} = 2,1 \cdot n$.

11. lépés: Egyéb méretek:

- Agyviszony, $D_{agy} = v \cdot D_1$ (v agyviszonyt ld. az 1. táblázatban),
- Vezetőlapát koszorú magassága, $b = b_0 \cdot D_1$ (b_0 -t ld. az 1. táblázatban),
- Csigaház belépő átmérő – csak nagy eséseknél, ahol teljes csigaház van – $D_{cs} = D_{cs0} \cdot D_1$ (D_{cs0} -t ld. az 1. táblázatban),
- Támlapátok száma fél csigaház esetén 6-12, teljes csigaház esetén 12-24,
- Szívócső hossza $L_{sz} = 4,5 \cdot D_1$,
- Szívócső magassága $H_{sz} = 2,2 \cdot D_1$,
- Szívócső kilépő szélessége $B = 3 \cdot D_1$,
- Vezetőkerék középvonal magassága a járókerék lapátok középvonala fölött $\Delta CL = 0,45 \cdot D_1$.

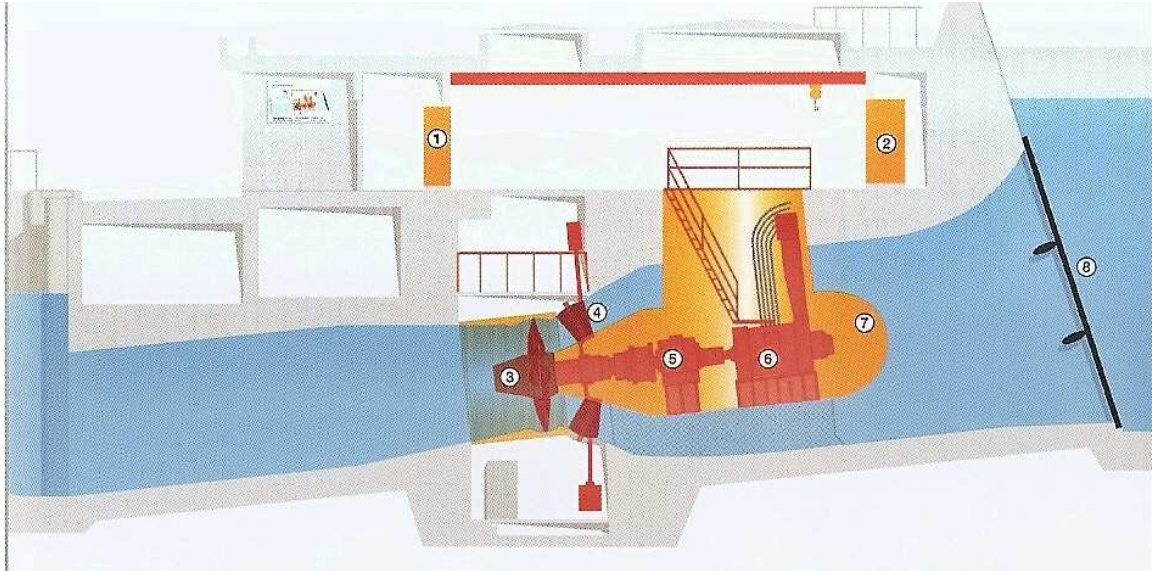
Cső-, akna-, S-turbina fő méretei

Csőturbina (bulb turbine) axiális átömlésű, általában állítható vezető- és járókerék lapátozású turbina, mely a vízzel körüláramolt házba épített generátort közvetlenül hajtja.

Aknaturbina (pit turbine) hasonló, de a generátort a turbina gyorsító áttételen keresztül hajtja.

S-turbina generátora szárazon van, a tengely kivezetés miatt szükséges az S alak.

Az elemek sorrendje: felvív – belépő konfúzor – turbina ház (bulb) – kúpos konfúzor az állítható vezetőlapátokkal – járókerékagy fix vagy állítható lapátokkal – szívócső, egyenes vagy S-alakú.



34. ábra Csőturbina metszete: ① vízgépészeti vezérlés, ② segédüzem vezérlése, ③ csőturbina járókerék, ④ vezetőkerék, ⑤ hajtómű, ⑥ generátor, ⑦ turbinaház, ⑧ gреб
Áramlási irány jobbról balra

A turbina fajták $H - P$ tartományai:

Csőturbina: $H = (2-30\text{m})$ 8–25m; $D_1 \geq 2,8\text{m}$; $P_h \leq 50\text{MW}$

Aknaturbina: $H = (2-12\text{m})$ 2–10m; $D_1 \geq 2,7\text{m}$; $P_h \leq 25\text{MW}$

S-turbina: $H = (2-30\text{m})$ 15–30m; $D_1 \leq 3,5\text{m}$

Várható hatásfok 92,5%.

Lapátszám: vezetőkerék általában 16 lapátos

Járomű 3–6 lapátos.

A tervezés lépései

Adot H , Q vagy H , P_h ez utóbbi esetben $Q = \frac{P_h [\text{kW}] \cdot 100000}{\rho \cdot g \cdot H [\text{m}] \cdot \eta [\%]} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$.

Szívóképesség becslése cső- és aknaturbina esetén Q_{11} első közelítésével:

$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} = 2,4 \rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{Q}{2,4 \sqrt{H}}} \rightarrow H_s = -D_1$, ahol H_s a járókerék középvonalára vonatkozik.

S-turbina esetén $Q_{11} = 1,6 \rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{Q}{1,6 \sqrt{H}}}$ és $H_s = 0$.

A kavitációs szám becslése: $\sigma = \frac{(p_0 - p_{göz}) / \rho g - 0,25 D_1 - H_s}{H}$.

Ennek értéke alapján kisminta diagrammokból a turbina típusának majd Q_{11} és n_{11} értékének megválasztása.

A járókerék átmérő jobb közelítése: $D_1 = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \sqrt{H}}}$, ezt kerekíteni szokták 0,1m pontosságra.

A fordulatszám becslése: $n = \frac{n_{11} \sqrt{H}}{D_1}$, ezt csőturbináknál lefelé vagy felfelé kell kerekíteni,

hogy szinkron fordulatszámot kapjunk, ez 50 periódusú hálózat esetén: $n_{sz} = \frac{6000}{p} [1/min]$,

itt p a pólusok száma, páros szám, de legyen lehetőleg 4-gyel osztható. Akna-, illetve S-turbinákban a kapott fordulatszám megtartható, hiszen az a hajtóművel szinkron fordulatszámra gyorsítható.

A szinkron fordulatszámra kerekítés esetén újra kell számolni n_{11} és Q_{11} értékét:

$$n_{11} = \frac{n_{sz} D_1}{\sqrt{H}}, \text{ illetve a kerekített fenti } D_1\text{-gyel } Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}.$$

A kavitációs számot ismételten kikeresve a kisminta diagrammokból n_{11} és Q_{11} alapján a szívóképességet most már meg lehet határozni:

$$H_s [m] = \frac{P_0 - P_g}{\rho \cdot g} - 0,25 D_1 - \sigma H = 9,9 - 0,25 D_1 - \sigma H.$$

Ezt az értéket ellenőrizni kell, legyen $-D_1 - 1 \leq H_s \leq -D_1 + 1$ csőturbinák esetén, illetve $-D_1 \leq H_s \leq +1$ S-turbinák esetében. Ha nem teljesül a feltétel, akkor korrigálni kell A járókerék átmérőt és megismételni a számítást az újabb n_{11} és Q_{11} értékkel.

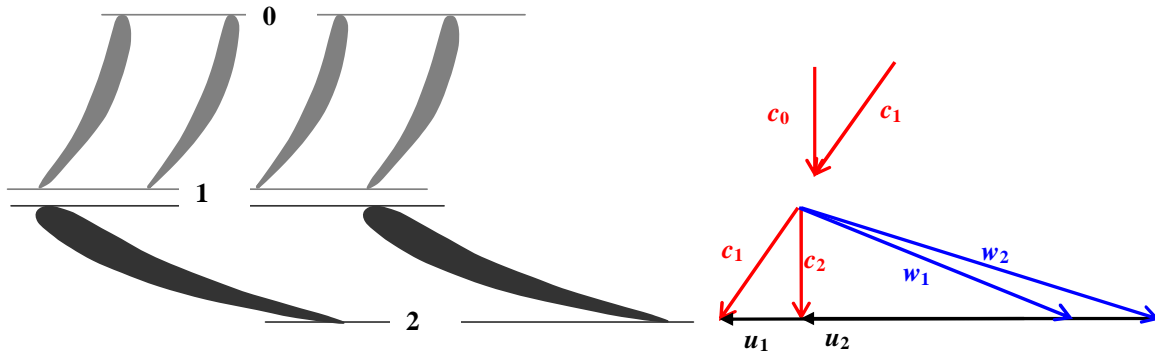
Lehet alkalmazni a **jellemző fordulatszám**mal történő számítást is: $n_q = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}}$. Ennek

alapján a kisminta mérések diagramjaiból Q_{11} újabb becslése kapható, nagyobb Q_{11} kisebb átmérőt, kisebb Q_{11} nagyobb átmérőt eredményez. Az így módosított D_1 átmérővel újra számítjuk n_{11} -et, majd kikeresünk σ -t és kiszámítjuk a szükséges szívómagasságot (vízborítást).

További fő adatok:

- A megfutási fordulatszám $n_{megf} = 3n$ állítható lapátozású gépnél
- A megfutási fordulatszám $n_{megf} = 2,3n$ fix lapátozású gépnél
- A belépő csatorna szélessége $B_{be} = 2 \cdot D_1$
- A belépő csatorna magassága $H_{be} = 2,2 \cdot D_1$
- A turbinaház (bulb) átmérője $D_{bulb} = 1,2 \cdot D_1$
- A turbinaház (pit) átmérője $D_{pit} = 1 \cdot D_1$
- Vezetőlapátok száma 16
- Járókerék agy átmérő $D_{agy} = 1,4 \cdot D_1$
- Szívócső hossza $Sz = 5 \cdot D_1$

A vezetőkerék és a járókerék lapátjainak alakja és a sebességi háromszögek a gyűrűkeresztmetszet közepes átmérőjén:



35. ábra Vezetőkerék és járókerék lapátozás

Turbina kisminta kísérletek

A magas villamos energia árak miatt a teljesítménymérés pontossága nagyon fontos. A megvalósult erőművekben végzett helyszíni hatásfokmérések pontossága legfeljebb 1,4-2,5%. Ezzel szemben a laboratóriumi teszt mérések hibája 0,2%-ra leszorítható. Ezért bevett gyakorlat hogy laboratóriumi tesztmérések alapján számítanak energiaköltségeket. Erre vonatkozik az IEC 60193 „Víz turbinák, energiatároló szivattyúk, szivattyú-turbinák – modell átvételi tesztek” című szabvány. Garanciális kérdések esetén kötelező e szabvány alkalmazása.

Hasonlósági törvények

A homológ modell azonos Reynolds-szám, azonos relatív érdesség és azonos relatív résméret alkalmazását jelenti a kisminta és a modell között. E feltétel teljesülése esetén, a hasonlósági törvények – a modellt M , a nagy kivitel (prototípust) P indexszel jelölve:

$$n_P = n_M \left(\frac{D_M}{D_P} \right) \left(\frac{g_P H_P}{g_M H_M} \right)^{0,5}, \quad (1)$$

$$Q_P = Q_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{g_P H_P}{g_M H_M} \right)^{0,5} = Q_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \left(\frac{n_P}{n_M} \right), \quad (2)$$

$$P_P = P_M \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right) \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{g_P H_P}{g_M H_M} \right)^{1,5} = P_M \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right) \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5, \quad (3)$$

$$\eta_P = \eta_M, \quad (4)$$

$$\sigma_P = \sigma_M. \quad (5)$$

Itt η a hatásfokot, $\sigma = NPSH_r/H$ a szívóképességgel kifejezett kavitációs számot jelöli. Jó közelítéssel $g_P = g_M$. A víz sűrűsége a vízhőfok függvénye, feltehető, hogy jó közelítéssel a modell és a prototípus turbinán átáramló víz sűrűsége is azonos. Az (5) egyenlet csak hideg víz esetén igaz. Az (1) egyenletben figyelembe véve a g azonosságát, a (2) egyenlet első alakját tekintve, illetve (3)-ban figyelembe véve a sűrűség azonosságát

$$n \approx \sqrt{H} / D, \quad Q \approx D^2 \sqrt{H}, \quad P \approx n^3 D^5. \quad (6)$$

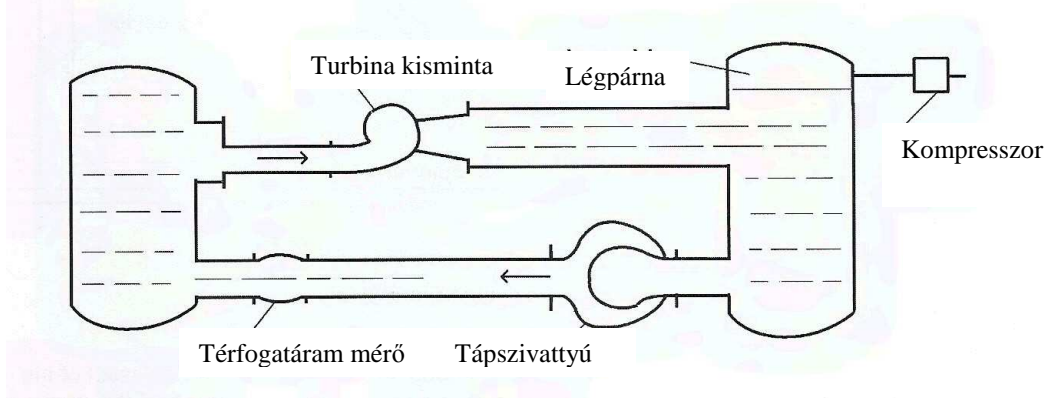
Az első két képletből azonnal látszik, hogy a már ismert fajlagos mennyiségek azonosak a prototípuson és a kismintán homológ modellezés esetén:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} = \text{azonos}, \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \text{azonos}. \quad (7)$$

E két fajlagos mennyiség nem dimenziótlan, míg η és σ valóban dimenziótlan.

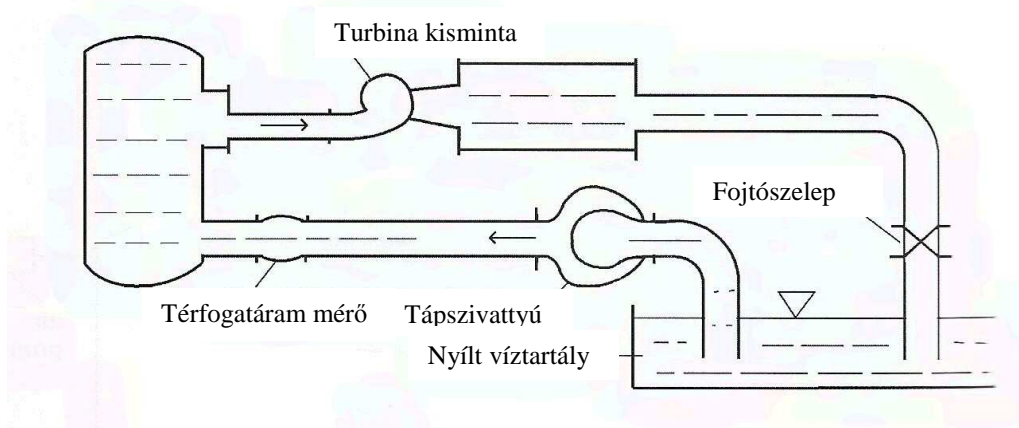
Mivel a modellen a Reynolds-szám sokkal kisebb, továbbá a relatív érdesség és a relatív résméret nagyobb, mint a prototípuson, az átszámítási szabályok sérülnek. Ezt nevezik **léptékhatásnak**. Ennek ellenére a gyakorlatban csak az η hatásfok számításakor veszik figyelembe a lépték hatást, az n_{11} , Q_{11} , σ értékét azonosnak veszik a mintán és a nagy kivitelén.

Zárt és nyílt mérőkörök terjedtek el, ezek vázlata:



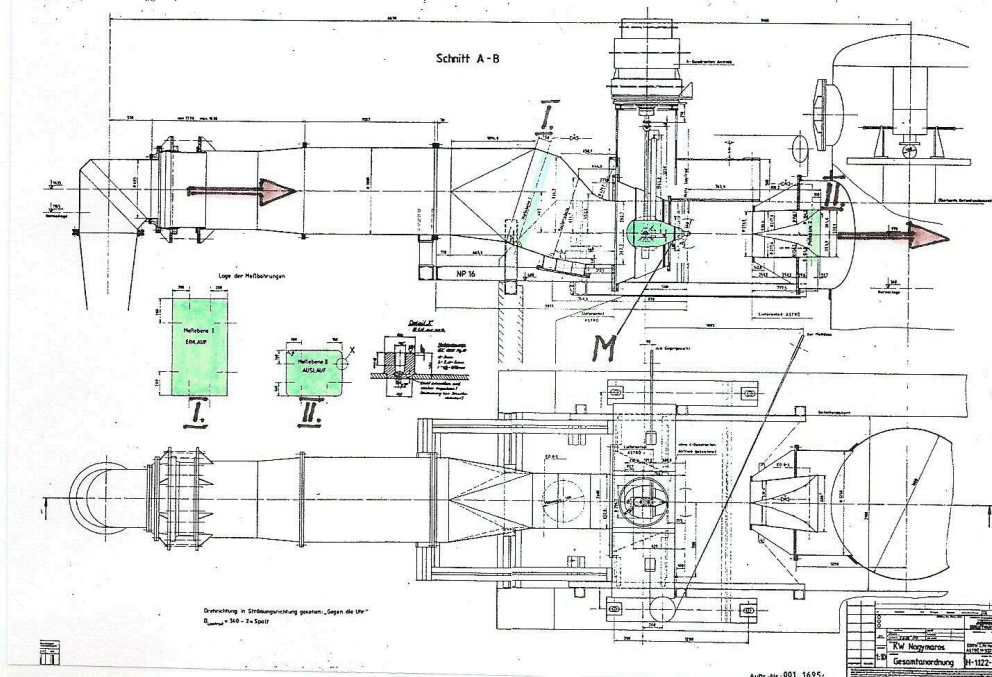
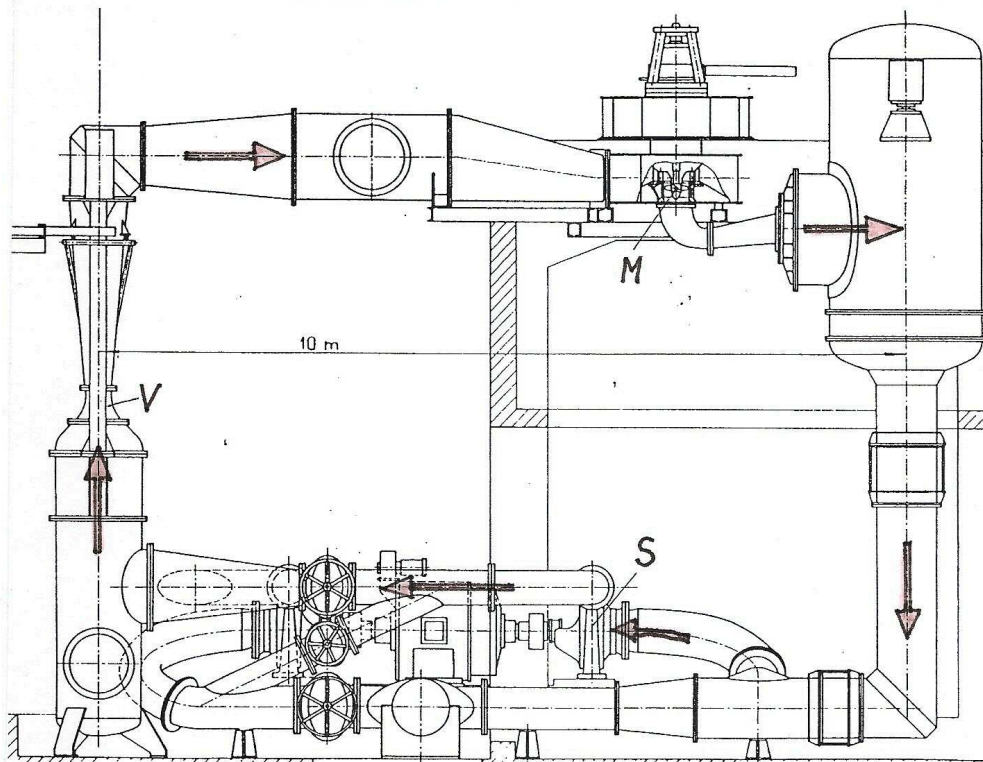
36. ábra Zárt turbina-kisminta mérőkör

Változtatható paraméterek: szivattyú fordulatszám, turbina fordulatszám, légpárna nyomása



37. ábra Nyílt turbina-kisminta mérőkör

Változtatható paraméterek: turbina fordulatszám, fojtás



A Nagymarosra tervezett csőturbina kisminta méreseit 1987-ben az ausztriai ASTRÖ turbina kisminta vizsgáló laboratóriumban végezték.

A felső kép a mérőberendezés elrendezését mutatja. **M** a modell turbina, **S** az esést biztosító szivattyú, **V** a térfogatáram mérésére szolgáló Venturi-mérő. A nyilak az áramlási irányt mutatják.

Az alsó kép a nagymarosi csőturbina kisminta beépítését ábrázolja, **M** itt is a modell-turbinát jelöli. Az **I.** és **II.** keresztmetszetek közötti mérőszakasz geometriailag pontosan hasonló a prototípus megfelelő részletére.

Kavitációs mérések szempontjából előnyösebb a nyílt mérőkör, mert a zárt mérőkörben a kavitáció során keletkezett buborékok nem kondenzálódnak le tökéletesen, mire a gőzbuborékokkal telt víz visszajut újra a turbinához. Hátránya viszont, hogy nagyobb az energia igénye e típusnak. A zárt mérőkör esetén a tápszivattyút frekvenciaváltón keresztül hajtják, így változtatható annak térfogatárama, azaz a turbina üzemi pontja. A függő változó, mint például a turbina által leadott nyomaték kavitációmentes esetben két független változó, $n_{turbina}$ és n_{motor} függvénye: $M_{turbina}=F(n_{turbina}, n_{motor})$. Ehelyett lehet $M_{turbina}=G(n_{turbina}, H_{turbina})$ alakú függvényt is keresni, vagy tömörebben:

$$\frac{M}{\rho \cdot n_{turbina}^2 D_{turbina}^5} = f(n_{11}) \quad (8)$$

Mivel azonban a turbinákat szabályozottan használják, a (8) függvény kiegészül a vezetőkerék lapátok helyzetét jellemző α szöggel, sőt Kaplan és csőturbínák esetén még a járókerék lapátok beállítását jellemző β szöggel is. Ha kavitációs állapotra is érvényes adatokat kell nyerni, akkor a (8) függvény helyett a

$$\frac{M}{\rho \cdot n_{turbina}^2 D_{turbina}^5} = f(n_{11}, \alpha, \beta, \sigma) \quad (9)$$

függvény meghatározása a cél.

Mint említettük, a relatív érdesség és résméret hatását nem szokás figyelembe venni, törekedni kell, hogy ezek minél jobban egyezzenek a kismintán és a prototípuson, A Reynolds-szám hatása viszont figyelembe vehető, elsősorban a hidraulikai hatásfokban (a Q_{11} -et azonosnak tekintik a két gépen).

$$\eta_{h,P} = \eta_{h,M} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} \quad (10)$$

A hatásfok korrekció

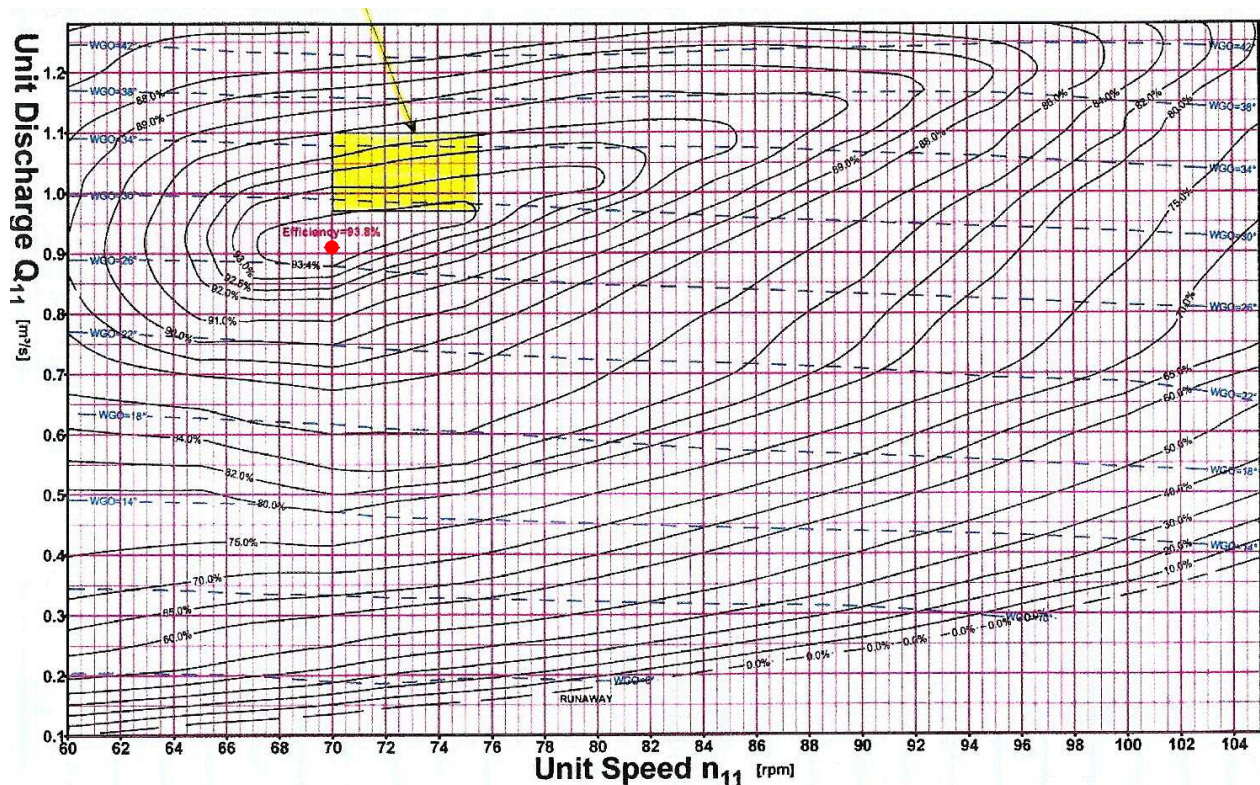
$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right], \quad (11)$$

$$\text{ahol } Re = \frac{Du}{\nu}, \quad Re_{ref} = 7 \cdot 10^6, \quad \delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h,opt,M}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt,M}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \quad (12)$$

Típus	V_{ref}
Francis turbina	0,7
Kaplan-, illetve csőturbina	0,8
Propeller turbina (fix lapátozású)	0,7
Radiális tározós szivattyú	0,6
Radiális szivattyú-turbina turbinaüzemben	0,7
Radiális szivattyú-turbina szivattyúüzemben	0,6

2. Táblázat

Általában igaz, hogy szivattyúk esetén $V_{ref} = 0,6$, fix lapátozású turbinák esetén $V_{ref} = 0,7$, állítható lapátozású axiális turbinák esetén $V_{ref} = 0,8$.



38. ábra Francis turbina kisminta kagylódiagramja

$n = 1168/\text{min}$, $D = 340\text{mm}$, $n_{11,opt} = 70$, $Q_{11,opt} = 0,91$, $\eta_{\max} = 93,773\%$

Példa

A fenti diagramon látható Francis turbina modell mérés alapján tervezzen prototípust, amelynek paramétereit és üzemi pontját $D_P = 2000\text{mm}$, $H_P = 130\text{m}$, $n_P = 428/\text{min}$, $Q_P = 50\text{m}^3/\text{s}$.

$$\text{A kiválasztott üzemi pont } n_{11} = \frac{n_P D_P}{\sqrt{H_P}} = \frac{428 \cdot 2}{\sqrt{130}} = 75, \quad Q_{11} = \frac{Q_P}{D_P^2 \sqrt{H_P}} = \frac{50}{4 \sqrt{130}} = 1,1.$$

Ezt a pont a fenti kagylódiagram sárgával kiemelt ajánlott üzemi tartományába esik, így a választott modell hidraulika megfelelő, a modell hatásfoka 92% volt e pont környékén. A modell turbina ● optimális pontja ($n_{11,opt} = 70$, $Q_{11,opt} = 0,91$) ennél jobb hatásfokú, $\eta_{\max} = 93,773\%$.

A kisminta paramétereit $D_M = 340\text{mm}$, $n_M = 1168/\text{min}$. Ezekkel az értékekkel a járókerék

kerületi sebessége $u_M = \frac{D_M \cdot \pi \cdot n_M}{60} = 20,8\text{m/s}$, továbbá hideg vizet feltételezve a

kinematikai viszkozitás $\nu_M = 1 \cdot 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$, így a modell Reynolds-száma

$$Re_M = \frac{D_M u_M}{\nu_M} = \frac{0,34 \cdot 20,8}{10^{-6}} = 7,07 \cdot 10^6.$$

A prototípus Re-száma – azonos viszkozitás feltételezésével –

$$Re_P = \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_P}{n_M} \right) Re_M = 89,6 \cdot 10^6.$$

A fenti táblázatból $V_{ref} = 0,7$, továbbá $Re_{ref} = 7 \cdot 10^6$, ezekkel az értékekkel

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h,opt,M}}{\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt,M}}\right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} = \frac{1 - 0,93773}{\left(\frac{7}{7,06}\right)^{0,16} + \frac{1 - 0,7}{0,7}} = 0,0436. \text{ Így végül az optimális}$$

pont várható hatásfok javulása

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P}\right)^{0,16} \right] = 0,0436 \left[\left(\frac{7}{7,06}\right)^{0,16} - \left(\frac{7}{89,6}\right)^{0,16} \right] = 0,0145$$

azaz $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = 1,5\%$.

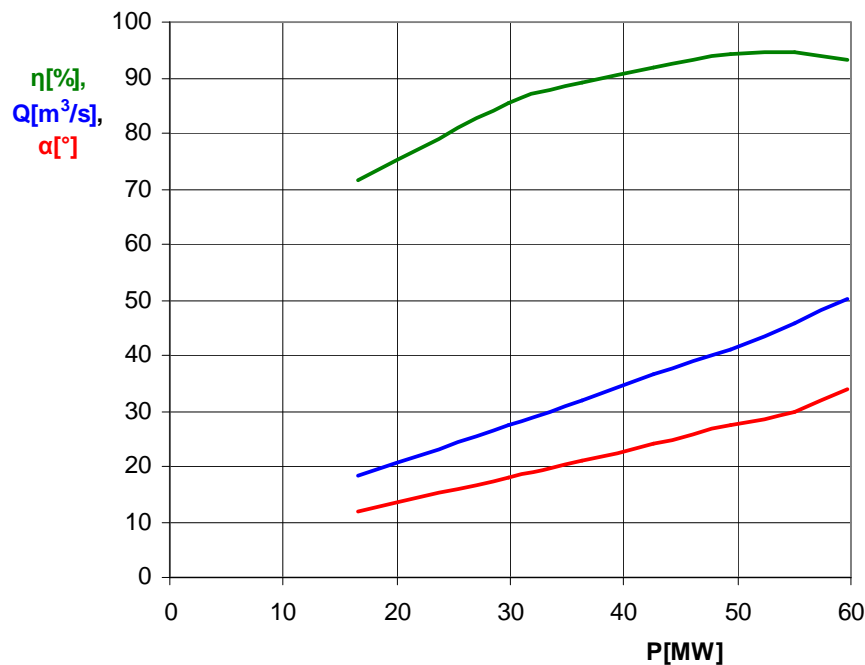
Ezt az értéket kell az összes üzemi ponthoz hozzáadni.

Az optimális üzemi pont várható hatásfoka $\eta_{h,max,P} = 93,8 + 1,5 = 95,3\%$.

Mivel a szinkron generátor tartja a turbina fordulatszámát, az $n_P = 428/\text{min}$ értéket, így változó terhelések, illetve változó víznyelés esetén $n_{11} = 75$ változatlan, de Q_{11} változik, változzék az $1,1 \div 0,4$ tartományban.

Q_{11}	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,4	-
$Q_P = Q_{11} D^2 \sqrt{H}$	50,2	45,6	41,0	36,5	31,9	27,4	18,2	m ³ /s
η_M	91,8	93,2	92,9	90,3	87,8	84	70	%
η_P	93,3	94,7	94,4	91,8	89,3	85,5	71,5	%
P_P	59,6	55,0	49,3	42,7	36,3	30,5	16,6	MW
α	34	30	27,5	24	21	18	12	°

3. Táblázat



39. ábra A prototípus turbina jelleggörbéi.

A teljesítmény igény függvényében a **vezetőkerék nyitási szöge**, a **térfogatáram** és a **várható hatásfok**

Az irodalomban számos további hatásfok átszámítási szabály is található. Az alábbiakban ezeket foglaljuk össze és a fenti példa adataival a prototípus várható maximális hatásfokát is megadjuk:

$$\frac{1-\eta_P}{1-\eta_M} = \left(\frac{Re_M}{Re_P} \right)^{0,1} \quad \eta_{P,max} = 95,2\%$$

$$\frac{1-\eta_P}{1-\eta_M} = \left(\frac{Re_M}{Re_P} \right)^{0,25} \quad \eta_{P,max} = 96,7\%$$

$$\frac{1-\eta_P}{1-\eta_M} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{Re_M}{Re_P} \right)^{0,2} \quad \eta_{P,max} = 95,2\%$$

$$\frac{1-\eta_P}{1-\eta_M} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{Re_M}{Re_P} \right)^{0,25} \quad \eta_{P,max} = 95,2\%$$

$$\frac{1-\eta_P}{1-\eta_M} = 0,3 + 0,7 \left(\frac{Re_M}{Re_P} \right)^{0,2} \quad \eta_{P,max} = 95,5\%$$

Mint látható, nincs jelentős eltérés a kapott hatásfok maximumok között, csupán a második képlet ad szignifikánsan nagyobb értéket.

Szabályozás

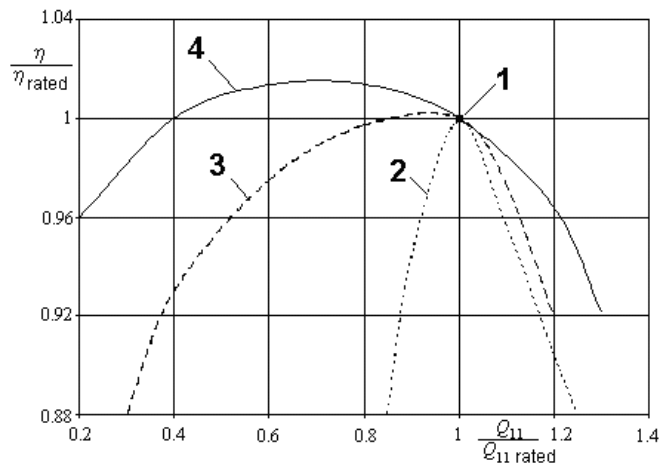
Turbinák részterhelésű üzeme számos vízerőtelep esetében fontos. Tipikus esetek:

- **Szigeterőmű.** Ez esetben a vízerőtelep az elektromos hálózat kis részét látja el, ami a hálózat többi, más erőművekkel kiszolgált részével nincs összekapcsolva. A sziget erőmű terhelése jelentős ingadozásokat mutat, így egy-két további erőmű részterheléssel jár.
- **Alaperőmű kiegészítő vízerőmű.** Az erőtelep össze van kapcsolva a hálózaton keresztül más erőművekkel, de ezek (hő- és atomerőművek) állandó terheléssel járnak, így a hálózati terhelés változását a vízerőmű turbinái szolgálják ki, eközben az idő nagy részében részterheléssel járnak.
- **Víztakarékos üzemvitel.** Erre akkor van szükség, ha a felvízi tározó vizével takarékoskodni kell (öntözési vagy lakossági vízigények kielégítésére). Ekkor az erőmű részterheléssel jár, és közben a hatásfoka lehet jobb, mint teljes terhelés esetén. A víztakarékosságra akkor is szükség lehet, ha kicsi a felvízi tározó kapacitása. Ekkor a teljes terhelésű üzem vízfogyasztása igen nagy lenne, ami rövid idő alatt leürítené a tározó vízkészletét. Ezért részesítik előnyben a részterhelésű üzemet.

Vízturbinák *szabályozása* állítható elemekkel (pl. vezetőkerék lapátkoszorú) lehetséges.

Francis turbinákban csak a vezetőlapátok állíthatóak: a Francis turbinák *egyszeresen szabályozhatóak*. Francis turbinák esetén a 39. ábra mutatja a részterhelésű üzemet.

Kaplan turbinák vezetőlapátjai és járókerék lapátjai egyaránt állíthatók, így ez a típus *kettős szabályozású*. Kaplan és csőturbinák esetén a hatásfok függ a szabályozás módjától, amint ez az alábbi ábrán látható:

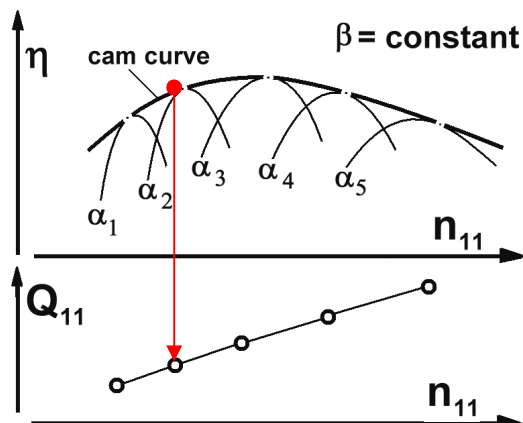


40. ábra Axiális turbinák esetén a hatásfok megváltozása a névleges üzemi ponttól eltérő üzemben „rated” = névleges

A 40. ábra általánosan érvényes a Kaplan és a csőturbinákra. Látható például, hogy állítható járókerék (és rögzített vezetőkerék) lapátok jobb részterhelésű hatásfokot eredményeznek, mint változtatható vezetőkerék és rögzített járókerék lapátok. Bizonyos esetekben alkalmaznak ilyen egyszeresen szabályozott gépeket, mert olcsóbbak a kettős szabályozásúaknál.

Ilyen egyszeresen szabályozott turbina tervezéséhez a kisminta diagrammok felhasználhatók lehetővé téve az üzemvitelről való döntést. Általában azonban a gyártó nem hozza nyilvánosságra e diagrammokat.

- Az 1. pont a névleges üzemi pont. Nem szabályozott turbina (rögzített vezető- és járókerék lapátok, valamint állandó fordulatszám és állandó esés mellett csak ebben a pontban járhatnak).
- A 2 jelű görbe rögzített járókerék lapátok és állítható vezetőlapátok esetén érvényes.
- A 3 jelű görbe változtatható járókerék lapátok és rögzített vezetőlapátok esetén igaz.
- A 4 jelű görbe azt az esetet mutatja, amikor a turbinát kettősen (a vezető és a járókerék lapátok állításával) szabályozzák, ezt az esetet hívják „on cam” (a fésű) görbe esetnek.

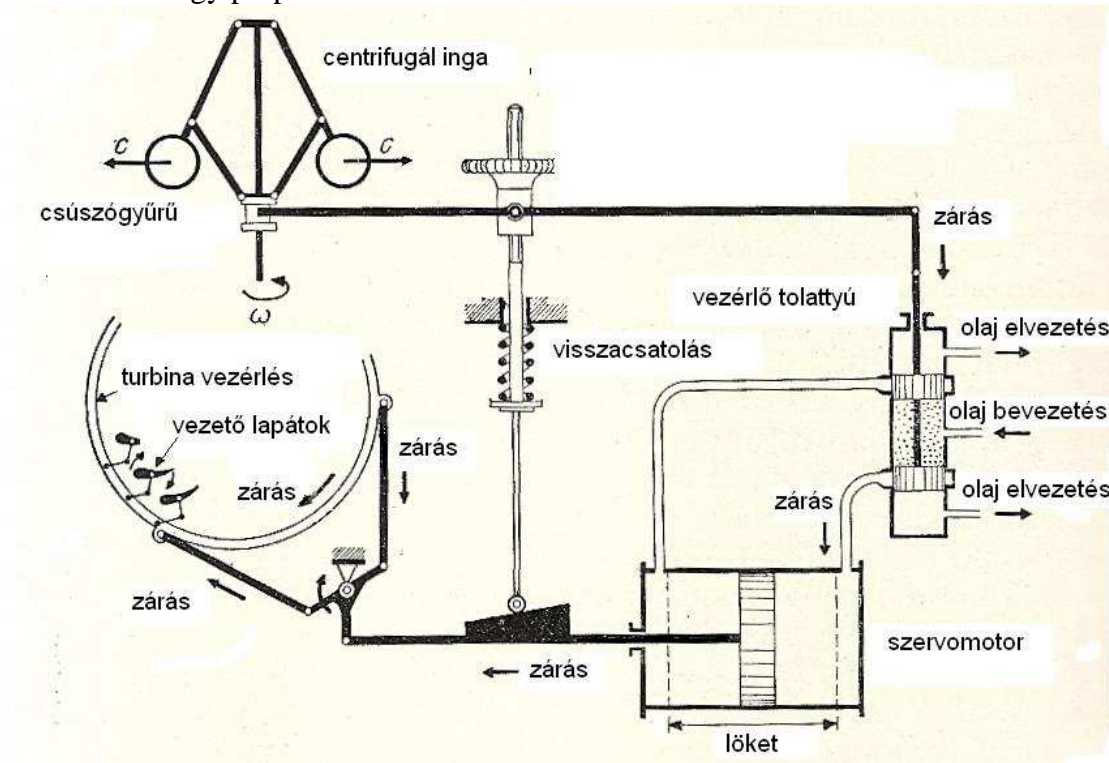


41. ábra „Fésű” görbe szerkesztése: α jelöli a vezetőkerék szögét, β jelöli a lapátszöget. Különböfélé β szögekre megismételve a fenti szerkesztést előállítható a kettősen szabályozott Kaplan turbina fésű görbéje

Pelton turbinák esetén a szabályozótű lökete állítható a fúvókában, de több sugárcsöves típusok esetén lehetőség van további térfogatáram szabályozásra.

A fenti beavatkozások teszik lehetővé az üzem szabályozását-vezérlését.

A 42. ábra egy hagyományos – nem villamos úton történő – szabályozás működését mutatja be Francis- vagy propeller turbinák vezetőkerekének működtetésére



42. ábra Francis turbina mechanikus (hidraulikus) szabályozásának elvi vázlatja

Víz turbina áramlási veszteségeinek közelítő számítása

Csősúrlódási veszteség: $h' = \frac{\lambda L c^2}{D 2g}$, ahol a csősúrlódási tényezőt, az érdességet és a Re -számot figyelembe vevő Colebrook-White formulával közelítjük:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k_s}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right), \quad (12)$$

itt k_s az érdesség átlagos értéke, $Re = \frac{vD}{\nu}$.

Felület	k_s
Hengerelt új acél cső	0,03
Hengerelt rozsdás acél cső	0,3
Öntöttvas cső, új	0,5
Öntöttvas cső lerakódással	1,5
ROCLA beton cső, új	0,1
ROCLA beton cső, régi	0,2
Csiszolt vagy festett felület	0,005

4. Táblázat

A csősúrlódás miatti teljesítmény veszteség $P_{csősúrl} = Q\rho gh'$.

Súrlódás falak, lapátfelületek mentén: $D_{s\grave{a}klap} = c_f \frac{\rho}{2} v^2 2Lb$. L a lap hossza, b a szélessége, v a sebesség a határrétegen kívül. A c_f tényező a (12)-höz hasonló szerkezetű képletből becsülhető:

$$\frac{1}{c_f^{0,4}} = -1,62 \log \left(\frac{k_s}{14,7L} + \frac{0,241}{Re \sqrt{c_f}} \right), \quad Re = \frac{vL}{\nu} \quad (13)$$

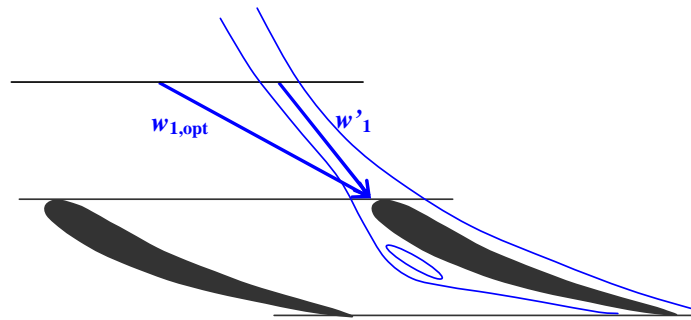
Ez a súrlódás $P'_{s\grave{a}klap} = \nu D_{s\grave{a}klap}$ nagyságú teljesítmény veszteséget okoz, tehát álló falon nem keletkezik teljesítmény veszteség.

Alakellenállást okoznak az éles vagy lekerekített kilépő élek. A hatóerő $D_{alak} = c_d \frac{\rho}{2} v^2 Le$, ahol az erőtényező, $c_d \approx 1$ és e jelöli a kilépő él vastagságát, L pedig a hosszát.

Borda-Carnot veszteséget hirtelen keresztmetszet bővülés okoz. $h'_{B-C} = \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g}$, v_1, v_2 a

sebesség a keresztmetszet változás előtt, illetve után.

Ütközési veszteség ezzel a Borda-Carnot veszteség képlettel becsülhető, ha az optimális megfújási irányhoz, illetve a tényleges megfújási irányhoz tartozó sebességeket helyettesítjük (w'_1 -et, illetve $w_{1,opt}$ értéket), melyeknek meridián komponensét azonosra választjuk.



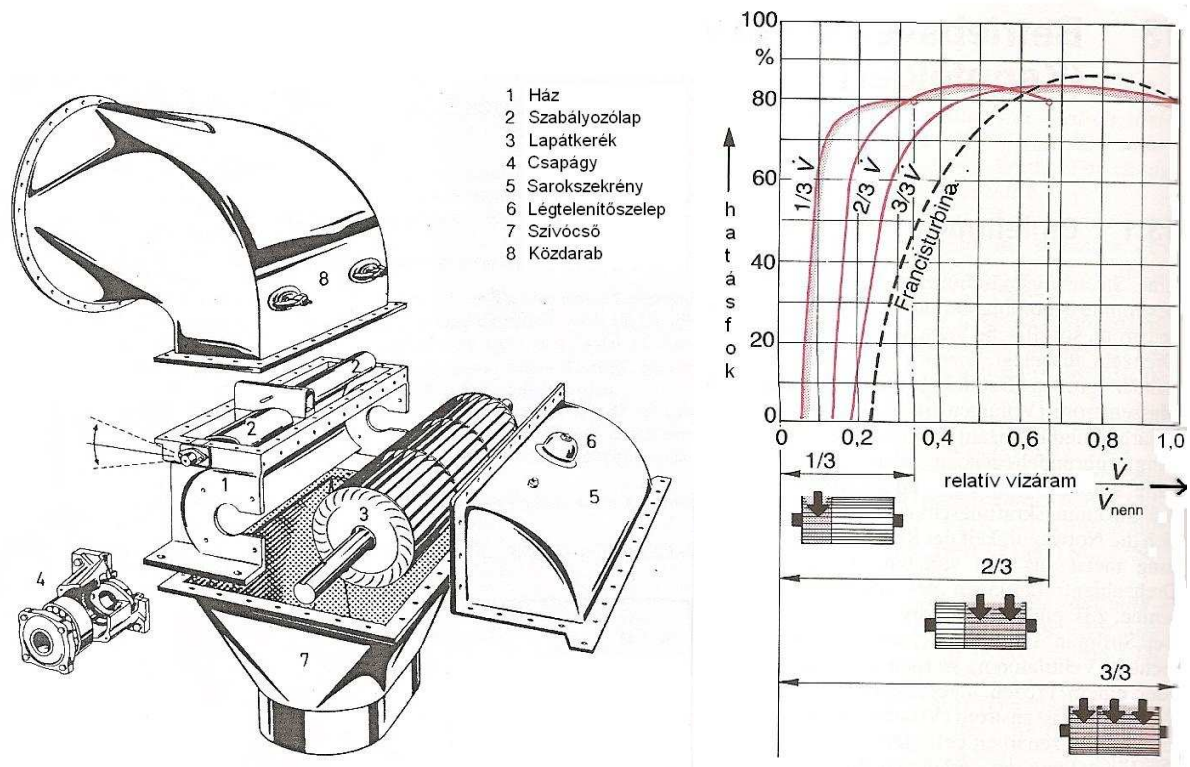
43. ábra

Az ütközési veszteség előidézője a nem megfelelő rááramlási irány, ami a lapátprofilon leválást okozhat – az ábrában a lapát szívóoldalán

Bánki turbina

A Bánki Donát által a 20. század elején szabadalmaztatott kétszeres átömlésű „határturbina” átmenet az akciós és a reakciós turbinák között. Maximálisan mintegy 1-200m esésre, 0,02-9 m³/s víznyelésre alkalmazható, teljesítménye legfeljebb 1÷1,5 MW lehet. Hatásfoka eléri a 85%-ot.

Az alábbi ábrán látható egy lehetséges elrendezés két részre osztott turbinakerékkel. A turbinakerék 1:2 arányú osztásával széles térfogatáram tartomány jó kihasználására van lehetőség. Ha a kis rész működik, akkor 1/3, ha a nagy rész, akkor 2/3, ha mindkét rész, akkor 3/3 a hasznosított vízmennyiség. A 44. ábrán ez is látható diagramban.



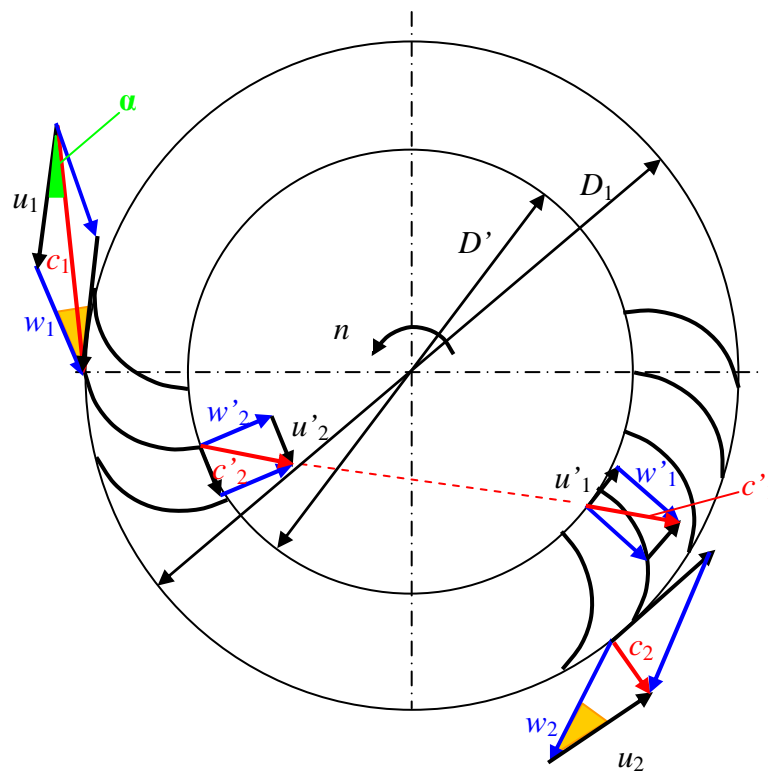
44. ábra

Bánki turbina felépítése és az osztott turbina víznyelés-hatásfok jelleggörbéi

A 45. ábrán a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszéken található eredeti Bánki turbina járókerék – ipari műemlék – fényképe látható. Bánki Donát alapította a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék elődjét a Hidrogépek Tanszék a 19. század utolsó éveiben.



45. ábra
Kísérleti Bánki turbina járókerék



46. ábra

Bánki turbina járókerék sebességi háromszögei

Az $_1$ és $_2$ index a be-, illetve kilépést jelöli mindkét átáramlásnál.

Az aposztrof nélküli mennyiségek a külső, az ' -al jelölt mennyiségek a belső palástra utalnak.

A kerék belsejében – a D' átmérőjű paláston belül – az abszolút sebesség változatlan.

A 46. ábrán látható járókerék sebességi háromszögei alapján vizsgálható a Bánki turbina üzeme. Az α szöget a logaritmikus spirális vezérgörbéjű szabályozólap segítségével állíthatjuk be, értékére a tervezési pontban $\alpha = 16^\circ$ -ot javasolnak. A relatív és kerületi sebesség által bezárt szögek javasolt értéke: $\beta_1 = 150^\circ$, $\beta'_2 = 90^\circ$, $\beta'_1 = 90^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$.

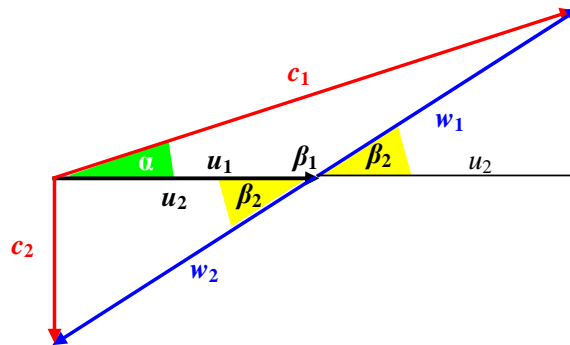
Mivel a Bánki turbina határturbina, a H_p nyomásváltozás zérus, $H_p = 0$, így az $I = \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\rho}$ rothalpia állandósága a $\frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2}$ állandóságát jelenti, azaz a belépő és távozó vízre

$$w_1^2 - u_1^2 = w_2^2 - u_2^2. \quad (1)$$

A kerületi sebességek természetesen azonosak, így $w_1^2 = w_2^2$ is teljesül, tehát

$$w_1 = w_2.$$

Mivel a lapát belépő éle az első belépéskor azonos a lapát kilépő élével a második átömlés kilépésekor, ezért a 46. ábrán látható sárgával jelölt szögek is azonosak. Így a két sebességi háromszög összeilleszthető:



47. ábra

A 46. ábra jelöléseivel megrajzolt be- és kilépő sebességi háromszög,
 $\beta_2 = 180 - \beta_1$

A sebességi háromszögekből – figyelembe véve, hogy $w_1 = w_2$ – következik, hogy $u_2 \tan \beta_2 = (u_1 + u_2) \tan \alpha = 2u_2 \tan \alpha = 2u_2 \tan 16^\circ$ és innen

$$\beta_2 = \arctan(2 \tan 16^\circ) \approx 30^\circ, \text{ így } \beta_1 \approx 150^\circ. \quad (2)$$

Elemezzük a sebességi háromszögeket az 1 – 2' indexekkel jellemzett első átlépéskor! Írjuk fel a cosinus tételt a belépő sebességi háromszögre!

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha. \quad (3)$$

Kontinuitás miatt a meridián sebesség komponensek fordítottan arányosak a hengerpalást átmérőjével: $w'_{2m} D' = w_{1m} D_1$. Másrészt a relatív sebesség meridián komponense a 90° -os lapátszög miatt (csak ekkor igaz, hogy a szabadon áramló folyadék áramvonalán $c'_2 = c'_1$) azonos magával a meridián sebességgel: $w'_{2m} = w'_2$. Ezekből – az átmérőviszony négyzetét x -szel jelölve –

$$w_2'^2 = w_{2m}'^2 = w_{1m}^2 \left(\frac{D_1}{D'} \right)^2 = w_{1m}^2 \cdot x. \quad (4)$$

A kerületi sebességek aránya az átmérők arányával azonos,

$$u_2'^2 = u_1^2 \left(\frac{D'}{D_1} \right)^2 = u_1^2 \cdot \frac{1}{x}. \quad (5)$$

A rothalpia állandósága valamint a $H_p = 0$ miatt az egyszeres átlépésre is igaz (lásd. (1)), hogy

$$w_1^2 - u_1^2 = w_2'^2 - u_2'^2.$$

Írjuk be ebbe a képletbe a (3) cosinus tételből w_1^2 -et, illetve a (4) kontinuitásból $w_2'^2$ -et, valamint a kerületi sebességek (5) arányából $u_2'^2$ -et!

Azt kapjuk, hogy $c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha - u_1^2 = w_{1m}^2 \cdot x - u_1^2 \cdot \frac{1}{x}$. A 4. ábra sebességi háromszögeiből $w_{1m} = c_1 \sin \alpha$. Ezt is behelyettesítve és az egyenletet c_1^2 -tel végigosztva:

$$1 - 2 \frac{u_1}{c_1} \cos \alpha = \sin^2 \alpha \cdot x - \left(\frac{u_1}{c_1} \right)^2 \cdot \frac{1}{x}.$$

A 4. ábra alapján az is világos, hogy $c_{1u} = c_1 \cos \alpha = 2u_1$, azaz $u_1 = \frac{c_1 \cos \alpha}{2}$. Ezzel

$1 - \cos^2 \alpha = \sin^2 \alpha \cdot x - \frac{\cos^2 \alpha}{4x}$. Mint láttuk, $\alpha = 16^\circ$, ezt behelyettesítve az egyenlet

megoldása x -re $x = 2,303$, ennek gyöke az átmérőviszony: $\sqrt{x} = \frac{D_1}{D'} = 1,52$, tehát jó

közelítéssel $\frac{D'}{D_1} = \frac{2}{3}$.

A kerék szélessége osztott kerék esetén a külső átmérő 2-3,5-szerese, osztatlan kerék esetén azonos vele, mint a 45. ábra fényképén látható.

A lapátok száma általában $26 \div 30$, de több is lehet, a 45. ábrán látható kerék lapátszáma 40. A hengeres lapátok vezérgörbéje körív – például egy egyenes cső palástjának hosszanti szelete.

A belépő folyadéksugár sebessége az akciós turbinákra (határturbinára is) jellemzően az esésből számítható: $c_1 = (0,94 \div 0,97) \sqrt{2gH}$. A belépő téglalap alakú vízszög keresztmetszete $(0,1 \div 0,3) BD_1$; nem osztott kerekeknél ez $A = (0,1 \div 0,3) D_1^2$, míg 1:2 arányban osztott kerekeknél ennek $(2 \div 3,5)$ -szerese. Ezt a sebességgel szorozva kapjuk a víznyelést. Osztatlan gépekre tehát $Q = A c_1 = (0,1 \div 0,3) D_1^2 (0,94 \div 0,97) \sqrt{2gH}$. Innen a fajlagos víznyelés

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} = 0,44 \div 1,33. \quad (6)$$

Hasonló gondolatmenettel $\frac{D_1 \pi m}{60} = u_1 = \frac{c_1 \cos \alpha}{2} = \frac{(0,94 \div 0,97) \sqrt{2gH} \cos 16^\circ}{2}$, amiből

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H}} = \frac{60 (0,94 \div 0,97) \sqrt{2g} \cos 16^\circ}{\pi} \approx 39. \quad (7)$$

Mint láttuk, e két fajlagos jellemzőből számítható a jellemző fordulatszám is, $n_q = n_{11} \sqrt{Q_{11}} = 26 \div 45$, amint az a „Turbina típusok” című fejezet 17. ábráján látható, az ott berajzolt sáv középvonala ebben a tartományban helyezkedik el.

Kavitáció

A kavitáció kiváltó oka, hogy a folyadék nyomása a turbina valamely pontján a folyadék hőmérsékletéhez tartozó telített gőznyomás alá süllyed, és a folyadék helyileg elpárolog, gőzbuborékok keletkeznek. Például 20 °C hőmérsékleten 0,02 bar a telített gőz nyomása. Az első gőzbuborékok ún. kavitációs magokon, például a folyadékban lévő apró méretű gázbuborékokon, a lapátok mikro repedéseiben, apró szilárd szennyeződésekben kezdenek el növekedni. További nyomáscsökkenés hatására buborék felhők alakulnak ki. A folyadék ezeket magával sodorja, és nagyobb nyomású helyre érve a gőz lecondenzálódik. Ekkor igen nagy nyomások és hőmérsékletek alakulhatnak ki, a folyadékban lökéshullámok terjednek tovább, a folyadék nagy sebességű mikro sugarai (microjet) ütőerővel igénybevételek jelentenek a szilárd falakon, például a turbina lapátokon azok roncsolódását okozva (ld. 48. ábra fényképét).

A kavitáció káros hatásai:

- hatásfok csökkenés
- anyagroncsolódás
- rezgések
- zaj



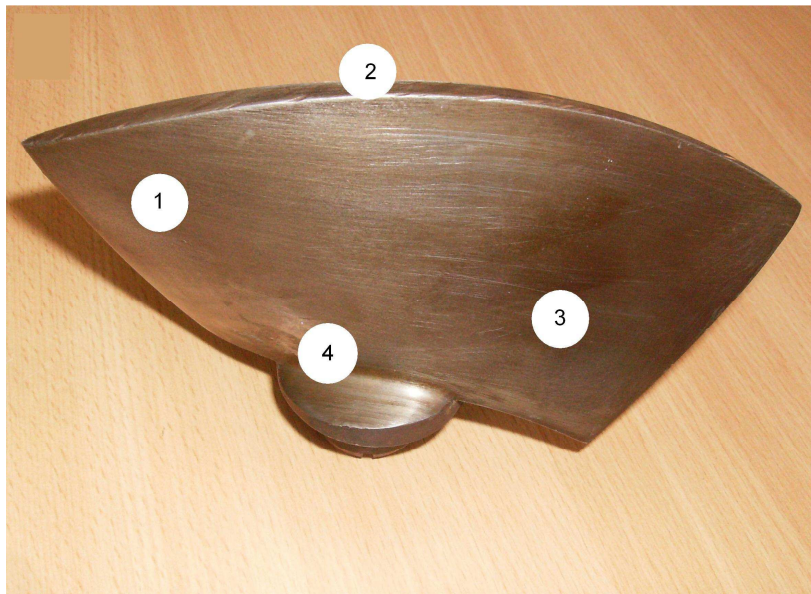
48. ábra

Kavitációs roncsolás képe laboratóriumi próbatest felületén

Egy Kaplan turbina lapát képét mutatja a 49. ábra a tipikus kavitációs helyekkel, ezek a

- belépő él közelében ① a szívó oldalon, ha az esés nagy, illetve a nyomó oldalon, ha az esés kicsi,
- lapát és ház közötti ② rész, a buborékok a lapát után, a turbinaház falán okoznak roncsolást, mert ott roppannak össze,
- lapát ③ vége,
- agy közeli ④ rész, a roncsolás a lapát töben vagy a kerékagyon történik.

A kibocsátott zaj és a rezgések frekvenciája tipikusan az 5-20 kHz tartományban van. Méréskor erre tekintettel kell lenni, nagy frekvenciás mérésekre alkalmas műszereket kell használni!



49. ábra

Kaplan kisminta turbinalapát a jellegzetes kavitációs roncsolási helyekkel

A kavitáció káros hatásai csökkenthetők az alábbi módokon.

- A kisminta mérések alapján a veszélyes Q_{11} , n_{11} tartományban való működést ki kell zárni.
- A kettős vezérlésű axiális turbinák vezérlését a kavitáció kiküszöbölésének figyelembe vételével kell megtervezni akár annak árán is, hogy a gép ne az optimális „fésű” görbén járjon (ld. a Szabályozás című fejezet 41. ábráját).
- Mivel a roncsolás és a zaj intenzitás görbéje szoros korrelációban van, törekedni kell a zajmentes üzemre.
- Levegő beengedésével a roncsolás csökkenthető, a levegőt a várt roncsolási hely közelében kell beengedni.
- A fém felületeket kavitációnak ellenálló bevonattal kell ellátni, de ellenőrizni kell, hogy a bevonat tartósan a felületen maradjon.
- A rések geometriájának változtatása segíthet a rés kavitáció csökkentésében.
- Króm (14%) – nikkelt (4%) acélok sokkal jobban ellenállnak a kavitációs roncsolásnak, mint a közönséges szerkezeti acélok. A hegesztő anyagok megválasztásánál is tekintettel kell lenni a roncsolási veszélyre.
- Végző esetben a lapát újratervezésére kell sort keríteni, hosszabb lapátokat kell tervezni, ezzel a lapáttérhelés csökkenthető.

A rezgések különösen akkor veszélyesek, ha a forgórész nincs dinamikusan kiegyensúlyozva, mert akkor állandó gerjesztést jelentenek.

A levegő beengedése a járókerék agy közelében a szívócsőbeli örvény kialakulását is kedvezően befolyásolhatja.

Hidraulikus tranziensek számítása

Egydimenziós kontinuitási egyenlet – ρ a víz sűrűsége, A a cső vagy csatorna keresztmetszete, v a vízsebesség, t az idő, x a helykoordináta –

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho A) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho A v) = 0. \quad (1)$$

Állandó csőkeresztmetszet, de kismértékben változó sűrűség esetén: $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0. \quad (2)$

Állandó sűrűség, de változó csőkeresztmetszet esetén: $\frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial(Av)}{\partial x} = 0.$

Az egydimenziós mozgás egyenlet:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -g \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\lambda}{2D} |v| v = S. \quad (3)$$

A (2) kontinuitási egyenlet barotróp folyadék (a sűrűség csak a nyomás függvénye) esetén átalakítható

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = \frac{d\rho}{dp} \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{d\rho}{dp} \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{d\rho}{dp} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0.$$

Végül ρa -val szorozva $\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \quad (4)$

Csatorna áramlás esetén teljesen hasonlóan járva el

$$\frac{\partial A}{\partial t} + \frac{\partial(Av)}{\partial x} = \frac{dA}{dy} \left(\frac{\partial y}{\partial t} + v \frac{\partial y}{\partial x} \right) + A \frac{\partial v}{\partial x} = B \left(\frac{\partial y}{\partial t} + v \frac{\partial y}{\partial x} \right) + A \frac{g}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0.$$

Az utolsó egyenletet B -vel végigosztva és bevezetve az $a^2 = \frac{Ag}{b}$ mennyiséget, a sekélyvízi

hullám terjedési sebességét $\frac{\partial y}{\partial t} + v \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5)$

A (3) mozgásegyenlet ebben az esetben

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho g y)}{\partial x} = g \left(-\frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\lambda}{2D} \frac{|v|v}{g} \right) = g(i - J_R) \quad (6)$$

A karakterisztikák módszere csőáramlás estén

Szorozzuk meg a forrástagot is tartalmazó (3) egyenletet ρa -val, adjuk a (4) egyenlethez és tekintsük a ρa mennyiséget állandónak, így beírható a deriváltakba:

$$\rho a \frac{\partial v}{\partial t} + \rho a v \frac{\partial v}{\partial x} + a \frac{\partial p}{\partial x} = \rho a S(x, t)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0,$$

és összegük

$$\frac{\partial p}{\partial t} + a \frac{\partial}{\partial x}(\rho a v) + v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho a v) + a \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial x}(\rho a v) = \rho a S,$$

azaz számolással belátható, hogy

$$\frac{\partial}{\partial t}(p + \rho a v) + (v + a) \frac{\partial}{\partial x}(p + \rho a v) = \rho a S. \quad (7)$$

Mivel $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt}$, a $\frac{dx}{dt} = v + a$ vonal mentén – amit C^+ -szal jelölünk

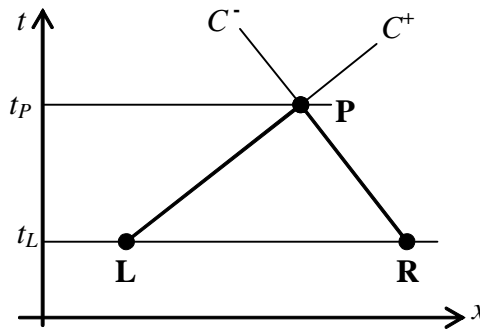
$$\frac{d}{dt}(p + \rho a v) = \rho a S. \quad (8)$$

A zárójeles összeg t és x függvénye. Ha most a ρa -val szorzott mozgásegyenletet a kontinuitási egyenletből kivonjuk, akkor hasonló számolás után a másik, $\frac{dx}{dt} = v - a$ egyenletű C^- jelű karakterisztika mentén a

$$\frac{d}{dt}(p - \rho a v) = -\rho a S \quad (9)$$

közönséges differenciálegyenlet érvényes.

Ábrázoljuk az eddigieket az $x - t$ síkon:



50. ábra

Az 50. ábrába berajzoltuk a P ponton átmenő C^+ és C^- karakterisztika grafikonját. Számítsuk ki a $\Delta t = t_P - t_L$ időlépést! A C^+ karakterisztika mentén $\frac{dx}{dt} = v + a$, innen

$$\Delta x_L = x_P - x_L = (v + a) \Delta t. \text{ Hasonlóan a } C^- \text{ karakterisztika mentén } \frac{dx}{dt} = v - a, \text{ tehát}$$

$$\Delta x_R = x_P - x_R = (v - a) \Delta t. \text{ E két differencia egyenlet megoldása}$$

$$\Delta t = \frac{x_R - x_L}{2a}, \text{ illetve } x_P = -\frac{v-a}{2a} x_L + \frac{v+a}{2a} x_R \quad (10)$$

Az 50. ábrán vastag vonallal jelölt karakterisztika darabon kell integrálni a (8), illetve (9) közönséges differenciálegyenletet.

Az S forrástagot részletesen beírva az egyenletbe,

a C^+ karakterisztikán
$$\frac{d}{dt}(p + \rho av) = -\rho ga \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\lambda}{2D} \rho av |v|,$$

a C^- karakterisztikán
$$\frac{d}{dt}(p - \rho av) = \rho ga \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{\lambda}{2D} \rho av |v|.$$

A C^+ karakterisztikán érvényes egyenletben a differenciálhányadost a P pontnál korábbi időponthoz tartozó és P -től „balra (left)” lévő L pont segítségével lehet differenciahányadossal közelíteni

$$\frac{d}{dt}(p + \rho av) \approx \frac{p_P + \rho av_P - (p_L + \rho av_L)}{\Delta t} = \rho a S(x_L, t_L) = \rho a S_L.$$

Ennek az egyenletnek a párja a C^- karakterisztikán

$$\frac{d}{dt}(p - \rho av) \approx \frac{p_P - \rho av_P - (p_R - \rho av_R)}{\Delta t} = -\rho a S(x_R, t_L) = -\rho a S_R.$$

A cső belső P pontjaiban a két egyenlet megoldásával kapjuk a nyomást és a sebességet:

$$p_P = \frac{p_L + p_R}{2} + \rho a \frac{v_L - v_R}{2} + \Delta t \rho a \frac{S_L - S_R}{2}, \quad (11)$$

$$v_P = \frac{1}{\rho a} \frac{p_L - p_R}{2} + \frac{v_L + v_R}{2} + \Delta t \frac{S_L + S_R}{2}. \quad (12)$$

Peremfeltételek:

Ha a cső nagy víztérből – például tározóból – indul, akkor ott a nyomás állandó

$p_P = \text{áll.} = p_t$ és az oda befutó C^- karakterisztikára felírt

$$\frac{p_P - \rho av_P - (p_R - \rho av_R)}{\Delta t} = -\rho a S_R \text{ egyenletből } v_P = \frac{p_t - p_R}{\rho a} + v_R + \Delta t \cdot S_R.$$

Ha a vízturbina nyomócsövének végén a vezetőkereket előírt időfüggvény szerint zárjuk, akkor ott ismert a vízsebesség időbeli változása: $v_P = v_P(t)$. Ekkor egy C^+ karakterisztikán

$$\frac{p_P + \rho av_P(t) - (p_L + \rho av_L)}{\Delta t} = \rho a S_R, \text{ innen pedig}$$

$$p_P = p_L + \rho a ([v_L - v_P(t)] + \Delta t \cdot S_L).$$

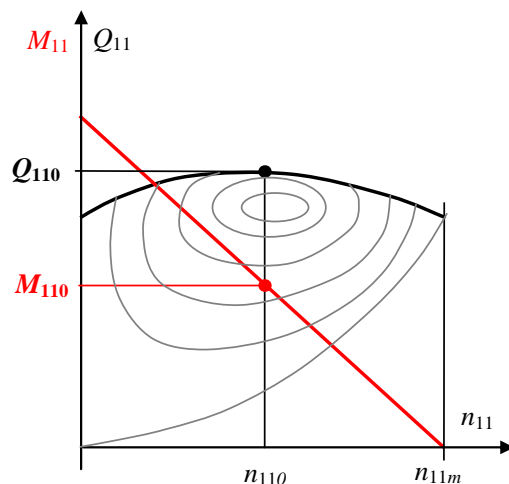
Kezdeti feltétel a stacionárius állapot sebesség- és nyomáseloszlása az összes belső számítási pontban és perempontban.

Érdekes a nyomáslengés csökkentő „**állócső**” funkciója és egyenletrendszere. Az állócsőben a vízoszlop magassága $H(t)$ egy alapszint felett. Az alapszint az állócsőhöz csatlakozó nyomóalagút, illetve a vizet onnan a turbina felé továbbító nyomócső közös csatlakozási pontjának geodetikus magassága. Így az állócső talppontjában az új nyomás

$$p_a = p_0 + \rho g H(t).$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}, \quad n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}, \quad M_{11} = \frac{M}{D^3 H} \quad (14)$$

A harmadik képlet egyszerűen levezethető a hidraulikai teljesítmény képletén keresztül. Lassú járású – kis jellemző fordulatszámú – Francis turbináknál állandó vezetőkerék nyitás esetén a $Q_{11}(n_{11})$ jelleggörbe közelítőleg alulról homorú másodfokú parabola alakú, az $M_{11}(n_{11})$ jelleggörbe pedig közel lineáris. Az utóbbi jelleggörbe abszcissza tengellyel való metszetéhez tartozó fajlagos fordulatszám a fajlagos megfutási fordulatszám, melyet n_{11m} -mel jelölünk. (Az 52. ábrába berajzoltuk halványyszürke vonallal a változó vezetőkerék nyitáshoz tartozó hatásfok kagylógörbéket is.)



52. ábra • és • jelöli a stacionárius üzemi pontot

Belátható, hogy a két jelleggörbe egyenlete linearitást, illetve másodfokú függvényt feltételezve:

$$Q_{11} = Q_{110} - A(n_{11} - n_{110})^2, \quad (15)$$

és legyen például $A = 0,0001$,

valamint tegyük fel, hogy $n_{11m} > n_{110}$. Ekkor

$$M_{11} = M_{110} \frac{n_{11} - n_{11m}}{n_{110} - n_{11m}}. \quad (16)$$

Végül tegyük fel, hogy a turbina hosszú nyomócsövében (ld. 51. ábra) áramló folyadék merev testként lassul, ha csökken a térfogatáram (illetve gyorsul, ha nő a térfogatáram). A felvíz és alvz geodetikus szintkülönbséget H_g -vel jelölve, az esés ennél az áramlási veszteség és a lassulást okozó nyomáskülönbség miatt kisebb (felírható az instacionárius sűrűlési veszteséggel kibővített Bernoulli egyenlet állandó keresztmetszetű állandó sűrűségű folyadéokra):

$$H = H_g - \frac{L}{g} \frac{dc}{dt} - \zeta \frac{c^2}{2g} = H_g - \frac{L}{gA_{cs}} \frac{dQ}{dt} - \zeta \frac{Q^2}{2gA_{cs}^2} = C_2 - C_3 \frac{dQ}{dt} - C_4 Q^2. \quad (17)$$

A konstansok tehát: $C_2 = H_g$; $C_3 = \frac{L}{gA_{cs}}$; $C_4 = \frac{\zeta}{2gA_{cs}^2}$, ahol $A_{cs} = \frac{D_{cs}^2 \pi}{4}$. (18)

A megoldás lépései ezek után

1. Meghatározzuk (méréssel vagy a tervezésnek megfelelő számítással a stacionárius állapotban H_0 , Q_0 , n_0 , értékét. A járókerék D névleges átmérője és a nyomócső D_{cs}

átmérője ismert. Ugyancsak ismert a nyomócső L hossza és ζ veszteség tényezője. Így számítható a C_3 és a C_4 állandó a (18) képletekből. Ezek alapján számítható az (17) képletből stacionárius esetben a $C_2 = H_g$ geodetikus esés.

2. Kiszámítjuk a turbina hasznos teljesítményéből az M_0 nyomatékot:

$$M_0 = \frac{\eta_t Q_0 \rho g H_0}{\omega_0} = \frac{\eta_t Q_0 \rho g H_0}{2\pi \cdot n_0}.$$

3. Megbecsüljük a Θ tehetetlenségi nyomatékot, (13) alapján kiszámítjuk a C_1 együtthatót.

4. Választunk egy Δt időlépést, pl. $\Delta t = 0,01$ s.

5. Az (13) képletből kiszámítjuk a fordulatszám csökkenését. $\Delta n = \frac{dn}{dt} \Delta t = \frac{M_0}{C_1} \Delta t$.

6. Ezzel az új fordulatszám $n_u = n + \Delta n$, ehhez a (14) képletsorból $n_{11u} = \frac{n_u D}{\sqrt{H}}$

tartozik, itt H még a régi érték, az első időlépésben tehát H_0 .

7. A (15) képlet szerint $Q_{11u} = Q_{110} - A(n_{11u} - n_{110})^2$ az új fajlagos víznyelés.

8. Az új víznyelés a (14) képletsorból $Q_u = Q_{11u} D^2 \sqrt{H}$.

9. A 7. bekezdéshez hasonlóan kiszámítjuk a (16) képletből – felhasználva (14)-et is – az

$$\text{új nyomatékot } M_u = D^3 H \cdot M_{110} \frac{n_{11} - n_{11m}}{n_{110} - n_{11m}}.$$

10. A térfogatáram idő szerinti deriváltját nem numerikusan számítjuk, mert a numerikus deriválás hibája kis időlépésnél rendkívül nagy lehet és a számítás használhatatlan lesz. Ehelyett a (15) képlet deriválásával a már ismert fordulatszám deriváltra vezetjük vissza:

$$\frac{dQ_u}{dt} = D^2 \sqrt{H} \frac{dQ_{11u}}{dt} = D^2 \sqrt{H} \left[-2A(n_{11u} - n_{110}) \frac{D}{\sqrt{H}} \frac{dn}{dt} \right] = -2AD^3 (n_{11u} - n_{110}) \frac{M_u}{C_1}$$

Itt a fordulatszám deriváltat az 5. bekezdés szerint helyettesítjük és persze felhasználtuk a közvetett függvény ($n_{11} \rightarrow n$) deriválási láncszabályát is.

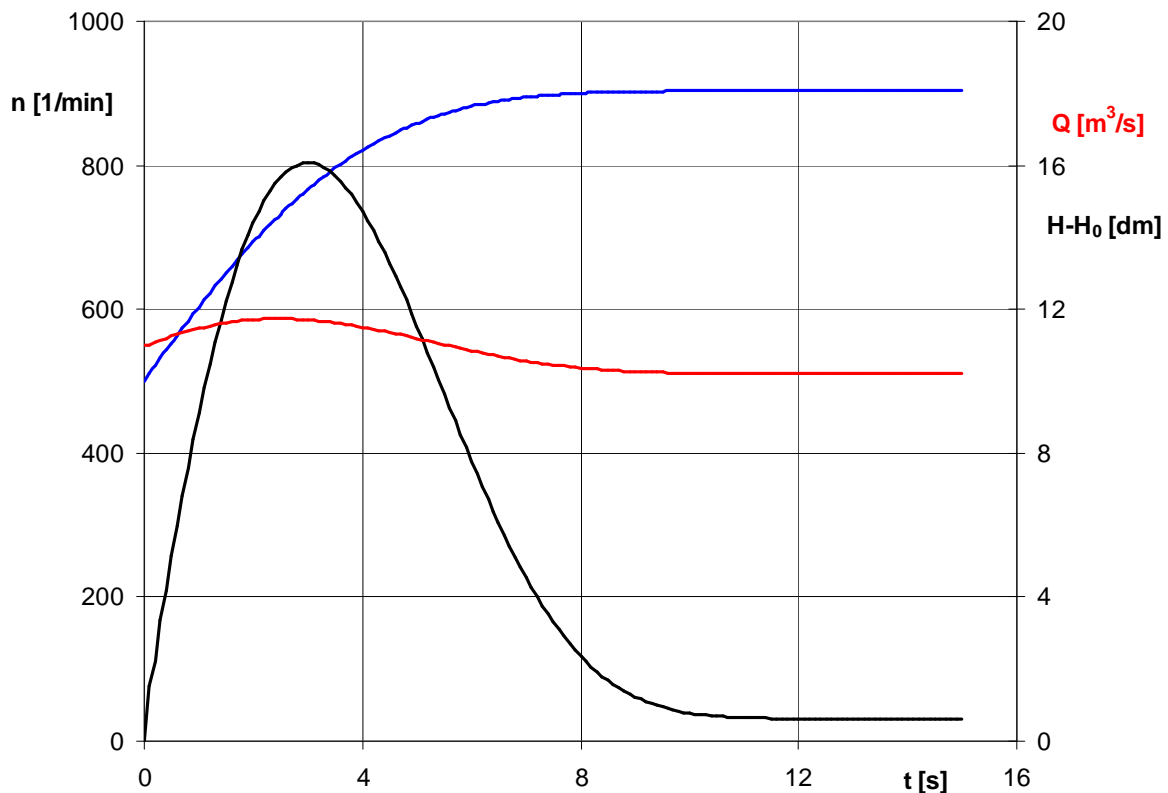
11. Az (17) instacionárius Bernoulli egyenletből meghatározzuk a Francis turbinára jutó új

$$\text{esést: } H_u = C_2 - C_3 \frac{dQ_u}{dt} - C_4 Q_u^2.$$

12. Megnöveljük az időt: $t_u = t + \Delta t$.

13. Utolsó lépésként az eddig kapott értékeket nevezzük réginek (azaz index nélkülinek) $n = n_u$; $Q = Q_u$; $H = H_u$; $M = M_u$; $t = t_u$; és az 5.-től a 13-adik lépést ismételve folytatjuk a számítást, amíg el nem érjük, vagy kellően meg nem közelítjük a megfutási fordulatszámot.

Francis turbina megfutása



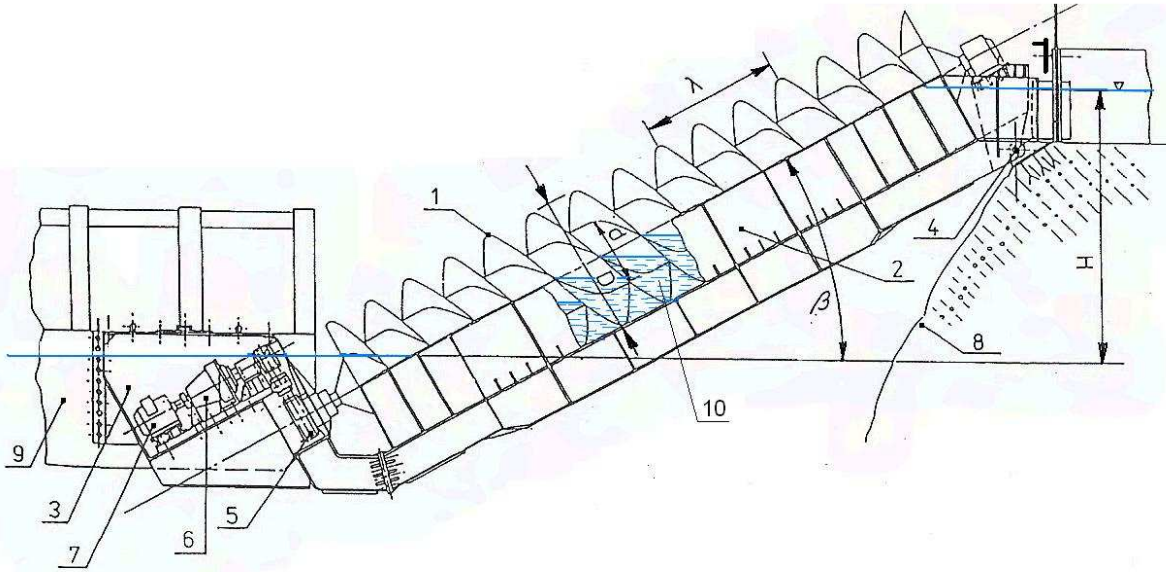
53. ábra Francis turbina kifutásának első 2 másodperces szakasza

Adatok: $n_0 = 500/\text{min}$; $Q_0 = 11\text{m}^3/\text{s}$; $H_0 = 90\text{m}$; $D = 1,6\text{m}$; $D_{cs} = 2\text{m}$; $L = 2400\text{m}$; $\zeta = 3$
 n fordulatszám: nő,
 Q víznyelés: átmeneti emelkedés után csökken,
 H kezdetben jelentősen nő, majd a kezdeti H_0 értéknél nagyobb értékre visszaáll

Archimedeszi csiga, mint vízturbina

Több bekezdésű archimedeszi csiga nyitott vályúban forog. A vályú fala, a tengely és a menetek felülete közötti „zsebek”-ben a fent belépő víz a súlyerő hatására lefelé mozdul el, de ehhez a csigát forgásba kell hoznia. Eközben a tengely a hajtóműn keresztül hozzákapcsolt generátort hajtja, ami villamos energiát termel. Tipikus elrendezést mutat az 54. ábra.

Az archimedeszi csiga több, általában 3 bekezdésű csigafelülettel van ellátva hegesztett kivitelben. A csigafelület egy menetemelkedésnyi szegmense sík lemezből kivágott körgyűrűből készíthető el némi nyújtással. Ezek a szegmensek egymáshoz és az agyhoz vannak hegesztve. A tengely d átmérője jellemzően a csiga D átmérőjének fele: $d = 0,5D$, de mindenképpen $d = (0,3 \div 0,6)D$. A csiga és a hengeres vályú közötti s rés mérete a vályú átmérő 4,5%-a: $s/D = 0,045$, így az apróbb hordalékok nem szorulnak be a résbe és nincs szükség finom gerebre.



54. ábra Archimedeszi csiga vízturbina üzemben, úszó kivitelben.

1 csiga; 2 vályú; 3 gépház; 4 felső csuklópont; 5 lánchajtás; 6 hajtómű szekrény; 7 villamos generátor; 8 gáttest; 9 úszó ponton; 10 vízzel töltött „zseb”

D: csiga átmérő, **d:** tengely átmérő, **H** esés, **λ :** csigafelület menetemelkedése, **β :** csiga hajlásszöge

Egy zseb víztöltésének fajlagos térfogata q , ami a d/D átmérvány, λ/D relatív menetemelkedés és a β lejtési szög függvénye. Korábban szerkesztéssel és planimetrálással határozták meg q értékét, manapság a CFD, vagy géptervező (Pro-E, Solidworks) szoftverek tökéletesen alkalmasak erre. Leggyakoribb értékek: $\lambda/D = 1$, $\beta = 30^\circ$. Jelöljük i -vel a csiga bekezdéseinek számát, ekkor a csiga geometriai térfogata

$$V_g = D^3 \cdot i \cdot q \left(\frac{d}{D}, \frac{\lambda}{D}, \beta \right).$$

Ha a fordulatszám n , akkor a turbina geometriai víznyelése

$$Q = n \cdot V_g = i \cdot q \cdot n \cdot D^3. \quad (1)$$

A H esést a felvív és alvív szint különbségeként definiáljuk. A fenti ábrán az alvízszint változása a β szöget módosítja kis mértékben. A felvív szintet duzzasztással állítjuk be. Mivel a felső végpont rögzített magasságban van, a felvízszint ingadozása a zsebek telítési fokát fogja befolyásolni.

Ennek a turbina típusnak kicsi a fordulatszáma ($20/min < n < 100/min$), hogy mind a kerületi sebességgel arányos áramlási, mind a centrifugális gyorsulással arányos fröcskölési veszteségek kicsik legyenek. A kerületi sebesség arányos $n \cdot D$ -vel, a centrifugális gyorsulás arányos $n^2 \cdot D$ -vel, azaz az n üzemi fordulatszámra kétféle előírás adódik: $n \approx \frac{1}{D}$, illetve

$n \approx \frac{1}{\sqrt{D}}$. Kompromisszumként azt szokták választani, hogy $n \approx D^{-\frac{2}{3}}$. Konkrétan a

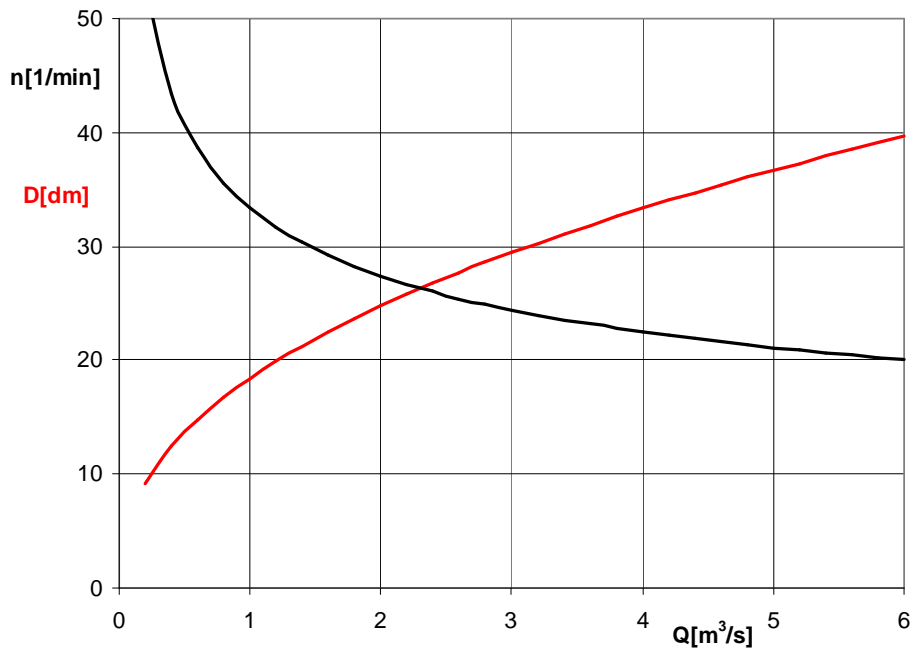
percenkénti fordulatszám

$$n = 50 \cdot D^{-\frac{2}{3}}, \quad (2)$$

ha az átmérőt m -ben helyettesítjük.

Az (1) és (2) képletből azt kapjuk, hogy $Q = i \cdot q \cdot n \cdot \left(\frac{50}{n}\right)^{\frac{9}{2}} = konst \cdot n^{-\frac{7}{2}}$, tehát az üzemi fordulatszám $n = \frac{k}{Q^{\frac{2}{7}}}$. Teljesen hasonló megfontolással $D = c \cdot Q^{\frac{3}{7}}$.

E két képletet $i = 3$, $\beta = 30^\circ$, $d/D = 1$ és $\lambda/D = 1$ paraméterekkel az alábbi 55. ábra grafikonjai szemléltetik:



55. ábra Csigaturbina üzemi jellemzői

E turbinatípus jellemző fordulatszáma n_q 15 és 50 közé esik a Q és a H függvényében, tehát hasonló a Bánki turbina értéktartományához (ld. a 17 ábrát). A maximális hatásfokok elérik a 80%-ot, ezzel a várható teljesítmény ($H \leq 5 \text{ m}$; $Q \leq 6 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$) $P_{vill} < 230 \text{ kW}$.

A legfontosabb veszteségforrások: résvesztés a csiga és a ház között, a csiga felületére tapadó folyadékfilm miatti további volumetrikus veszteség, áramlási veszteségek a belépéskor, illetve a vályú és a csiga falai mentén, mechanikai veszteségek a csapágyakban és az elkerülhetetlen hajtóművekben.

Mivel e géptípust eredetileg szivattyúzásra fejlesztették ki és mind turbina, mond szivattyú üzemben tud működni, igen alkalmas kis teljesítményű energiatárolásra. Például szélturbinával összekapcsolva szeles, ugyanakkor kis energiafogyasztású időszakban vizet emel egy magasabb tározóba, ahonnan azt szélcsendes időben vagy csúcsigény esetén visszaengedik az alsó tározóba. Az ehhez szükséges vizet mély kútból lehet nyerni és az esetleges párolgási vízvesztéséget pótolni akkor, ha nincs a közelben természetes vízfolyás vagy tó.