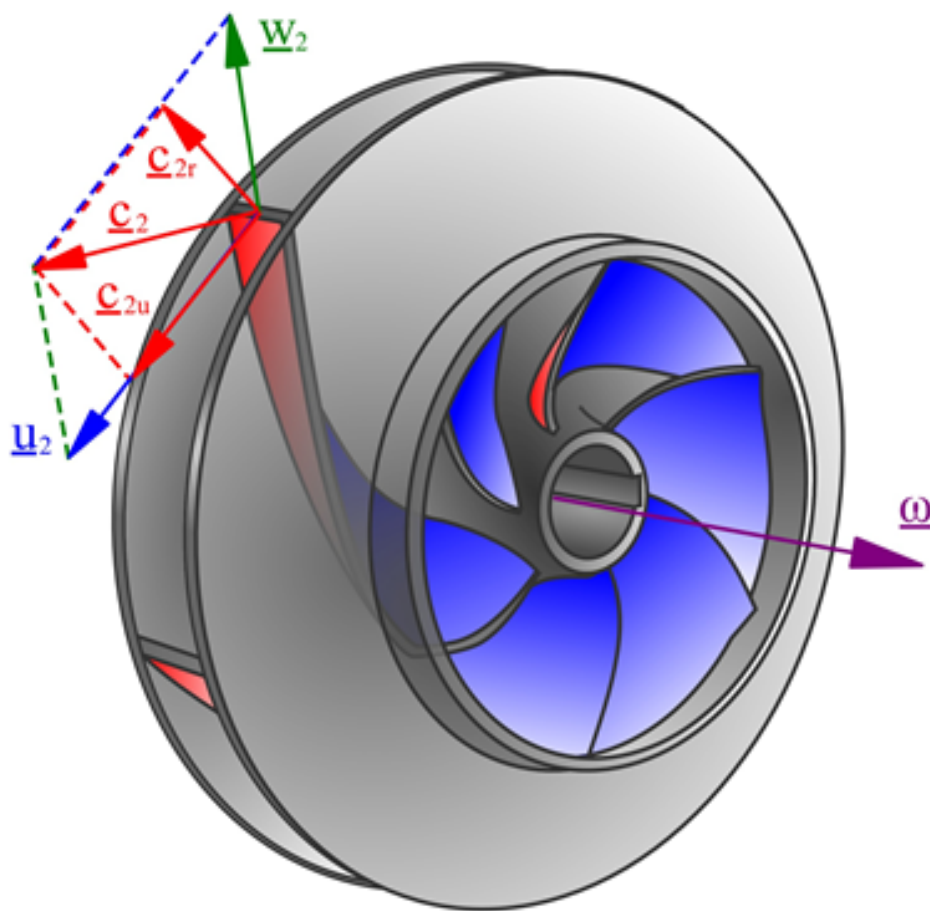


Áramlástechnikai gépek



Dr. Kullmann László
címzetes egyetemi tanár

Lektorálta

Dr. Paál György tanszékvezető egyetemi tanár 0.-3. fejezet

Dr. Hős Csaba egyetemi docens 11.-13. fejezet

Dr. Csizmadia Péter egyetemi adjunktus 7.,8. fejezet

Erdődi István doktorjelölt 9.,10. fejezet

Gráf Mihály tudományos segédmunkatárs 14., 15. fejezet, F1-F3 függelék

Klapesik Kálmán doktorjelölt 4.- 6. fejezet

Budapest, 2017.

Tartalom

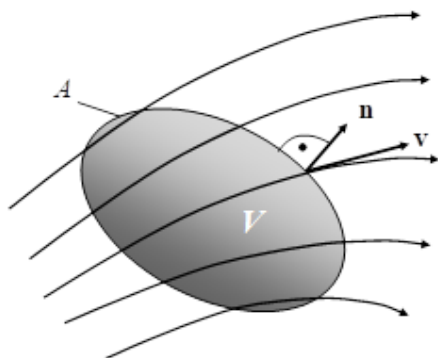
0.	Áramlástanai ismétlés.....	4
0.1	Időbeli teljes megváltozás helyhez rögzített koordinátarendszerben	4
0.2	Átlag-sűrűség, -sebesség, -nyomás, átlagos mozgási energia áramcső egy keresztmetszetében	26
1.	Tengelyen át hajtott, lapátozott áramlástechnikai gép működésének alapjai	28
2.	Impulzusnyomatéki tétel alkalmazása áramlástechnikai örvénygépekre	33
2.1.	Az impulzusnyomatéki tétel, sebességi háromszögek	33
2.2	Az áramlástechnikai örvénygépek lapátozásának áramlástechnikai szerepe.....	38
3.	Elméleti jelleggörbe, radiális járókerék lapátozásának alakja	41
4.	Áramlástechnikai gépek jelleggörbéi.....	44
4.1	Dimenziótlan mennyiségek	45
4.2	A dimenziótlanítás eredményei. Affinitás.....	46
4.3	A dimenziótlanítás eredményei. Fordulatszám és átmérő tényező, jellemző fordulatszám.....	48
4.4	Berendezés szállítómagasság, statikus szállítómagasság, csővezeték jelleggörbe.....	53
5.	Szivattyúk teljesítmény, veszteség, hatásfok definíciói	55
6.	Áramlástechnikai gépek forgó részeire ható erők	60
6.1	Radiális erők.....	60
6.2	Axiális erők	62
6.2.1	Axiális erő kiegyensúlyozása, illetve csökkentése	64
7.	Kavitáció, szívóképesség, NPSH	38
7.1	Bevezetés.....	38
7.2	Termodinamikai alapok	39
7.3	A kavitáció következményei	41
7.4	A gyári NPSH _r jelleggörbék kiterjesztése nagy térfogatáramokra	46
8.	Víz- és szélturbinák	47
8.1	Víz turbinák.....	47
8.2	Szélturbinák.....	56
9.	Áramlástechnikai gépek üzemtana	61
9.1	Munkapont, munkapont stabilitása	61
9.2	Szivattyú indítása.....	62
9.3	Stacionárius üzem.....	64
9.3.1	Soros kapcsolás.....	64
9.3.2	Párhuzamos kapcsolás.....	65
9.4	Szivattyú üzem leállítása.....	68
10.	Áramlástechnikai gépek vezérlése.....	70
10.1	Kagylódiagram	70
10.2	Vezérlés fojtással	71
10.3	Vezérlés megkerülő vezetékkel	72
10.4	Vezérlés megcsapoló vezetékkel	74
10.5	Vezérlés fordulatszám változtatással	74
10.6	Vezérlés előperdület változtatással.....	75
10.7	Vezérlés lapátállítással.....	77
10.8	További szempont a szivattyús üzem megtervezéséhez	78
11.	Járókerék illesztése kívánt üzemállapothoz	79
11.1	A lapátvég leeresztése és annak hatása a jelleggörbére	79
11.2	A járókerék külső átmérőjének csökkentése esztergálással és annak hatása a jelleggörbére.....	80

12.	Ventilátorok.....	82
12.1	Ventilátorok üzemi paraméterei, jelleggörbéi	82
12.2	Ventilátorok által kibocsátott zaj	85
12.3	Axiális ventilátorok lapátózása, sebességi háromszögei.....	86
13.	Axiális kompresszorok, gázturbinák	89
14.	Volumetrikus elven működő áramlástechnikai gépek	93
14.1	A dugattyús szivattyú.....	94
14.2	Egyéb volumetrikus szivattyú típusok	97
14.3	Hidraulikus hajtások felépítése.....	99
15.	Térfogat kiszorítás elvén működő gázszállító gépek.....	105
15.1	Dugattyús kompresszorok	105
15.2	Vízgyűrűs vákuumszivattyú	109
	Irodalomjegyzék.....	111
	Szakkönyvek	111
	Szivattyúgyárak kézikönyvei	111
	Függelék.....	112
	F1. Politropikus hatásfok, izentropikus hatásfok	112
	F.2 Kompresszor közbülső hűtésének optimális nyomásviszonya	115
	F3. Az üzemtan numerikus módszereinek alapjai.....	116
	F4. Áramlástechnikai gépek szószedet	120

0. Áramlástan ismétlés

0.1 Időbeli teljes megváltozás helyhez rögzített koordinárendszerben

Egy tetszőleges rögzített V térfogatba zárt folyadékhoz kötött f skalár vagy vektor mennyiség térfogati integráljának t időbeli teljes megváltozása két okra vezethető vissza: az f mennyiség időbeli megváltozására, illetve az f mennyiség $-V$ térfogatot határoló A felületen keresztül történő $-$ áramára.



$$\frac{d}{dt} \int_V f dV = \int_V \frac{\partial f}{\partial t} dV + \int_A f \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA. \quad (0.1)$$

0.1. ábra

A képletben f jelöli a skalár, vagy vektormennyiséget, \mathbf{n} a V térfogatot határoló A felület kifelé mutató normális egységvektora, \mathbf{v} a térfogaton átáramló folyadék sebessége.

Példa: ha az f mennyiség a folyadék ρ sűrűsége, akkor a jobb oldal első tagja a sűrűség – például nyomásváltozás hatására bekövetkező – időbeli változása, a második tag pedig a ki és beáramló folyadéktömegek előjeles összege. A második integrál a Gauss-Osztrogradszkij tétellel térfogati integrállá írható át:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho dV = \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_V \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) dV = \int_V \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) \right) dV = 0. \quad (0.2)$$

Itt az utolsó integrálban a V térfogat tetszőleges, így az integrál zérus volta, ami az anyagmegmaradást fejezi ki, csak úgy lehetséges, hogy maga a zárójeles összeg zérus és ez éppen a kontinuitási egyenlet differenciális alakja:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v}) = 0. \quad (0.3)$$

Igaz továbbá, hogy

$$\mathbf{f} = \rho \mathbf{v}$$

esetén az *impulzusmegmaradási* egyenlet adódik, ekkor a jobb oldalon nem zérus áll, hanem a *felületi és tömegeroők összege*.

$$f = \rho(u + \mathbf{v}^2/2)$$

esetén az *energiaegyenlet* adódik, u a folyadék belső energiáját jelöli, ilyenkor a *felületi és tömegeroők teljesítménye* valamint az *egyéb energiaáramok* (például vezetéssel, konvektív vagy sugárzásos hőáram) *teljesítményének összege* áll a jobb oldalon.

Megjegyzések:

1. az impulzus megmaradási egyenlet használatakor feltesszük, hogy az áramlás stacionárius, így a $\int_V \frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} dV$ térfogati integrál zérus. A $\int_A \rho \mathbf{v} \cdot (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA$ felületi integrál pedig csak azokon a felületelemeken számítandó, amelyeken keresztül a folyadék átáramlik (be- és kilépő keresztmetszetek). Amennyiben tömegezők nem hatnak, például a gravitációs erőter hatásától eltekinthetünk, akkor a jobb oldalon is csak felületi integrálokkal számíthatók az erők.
2. Ha ugyancsak $\mathbf{f} = \rho \mathbf{v}$ választás esetén az \mathbf{f} vektor x, y, z irányú komponenseit, mint skalárokat írjuk a (0.1) egyenletbe, akkor az Euler-egyenlet megfelelő komponens egyenleteit kapjuk. Például az $f = \rho v_x$ választással és a (0.2) típusú átalakítással

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho v_x dV = \int_V \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial t} dV + \int_V \text{div}(\rho v_x \mathbf{v}) dV =$$

$$= \int_V \left[v_x \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \cdot \text{div}(\rho \mathbf{v}) + \rho \mathbf{v} \cdot \text{grad} v_x \right] dV = \int_V \rho \left[\frac{\partial v_x}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \text{grad} v_x \right] dV,$$

mert az aláhúzott tagok összege a (0.3) kontinuitási egyenlet szerint zérus. A szögletes zárójelben éppen az Euler-egyenlet kétszer aláhúzott x-irányú komponensegyenlete

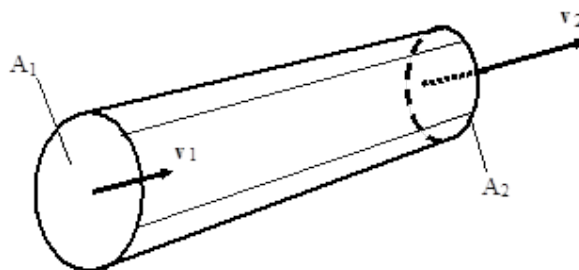
$$\text{áll: } \frac{\partial v_x}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \text{grad} v_x = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z}$$

3. Végül a skalár $f = \rho(u + \mathbf{v}^2/2)$ választással az energiaegyenlet a kontinuitási egyenlethez teljesen hasonló lépésekkel állítható elő. Természetesen a fent felsorolt teljesítményeket a jobb oldalra kell írni.

0.2 Átlag-sűrűség, -sebesség, -nyomás, átlagos mozgási energia áramcső egy keresztmetszetében

A fentiekből következik, hogy a megmaradási egyenletekben felületi áramok is szerepelnek az egyensúly feltételeként. Állandósult állapotban a (0.1) egyenlet alakja:

$$\frac{d}{dt} \int_V f dV = \int_A f \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \int_{A_2} f \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA - \int_{A_1} f \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \begin{cases} 0 \\ \text{felületi + tömegintegrálok összege} \end{cases} \quad (0.4)$$



0.2. ábra Áramcső az A_1, A_2 felület értelmezésével

A jobb oldalon tömegmegmaradás esetén 0 áll, impulzus vagy energiamegmaradás esetén például a nyomóerő (ami a felület menti nyomáseloszlás integrálja) vagy a nyomóerő teljesítménye az egyik tag a jobb oldalon.

Mint láttuk, az $f = \rho$ választás esetén a kontinuitási egyenletre jutunk. Egy tetszőleges A_x keresztmetszetben az anyag tömegáram kifejezhető, mint az **átlagsűrűség** és a térfogatáram szorzata:

$$\int_{A_x} \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA = \bar{\rho} \int_{A_x} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA ,$$

ahonnan

$$\bar{\rho} = \frac{\int_{A_x} \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{A_x} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA} . \quad (0.5)$$

Az **átlagsebesség** hasonlóan számítható a térfogatáram és a felület hányadosaként (feltesszük, hogy az A_x felület sík, melynek normálisa \mathbf{n} , v_x -szel jelöljük az erre merőleges sebességkomponenst):

$$\bar{v} = \frac{\int_{A_x} \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA}{\int_{A_x} dA} = \frac{\int_{A_x} v_x \cdot dA}{A_x} . \quad (0.6)$$

Az **átlagnyomás**, ami például az impulzusmegmaradási egyenlet jobb oldalán szerepelhet, úgy számítható, mint a nyomáseloszlásból adódó erő és az \mathbf{n} normálisú teljes **síkfelület** hányadosa:

$$\bar{p} = \frac{\mathbf{F}_p}{\int_{A_x} \mathbf{n} dA} = \frac{\int_{A_x} p \mathbf{n} dA}{\int_{A_x} \mathbf{n} dA} = \frac{\int_{A_x} p dA}{A_x} . \quad (0.7)$$

Továbbra is sík A_x felületet választva az áramcsőben, az **átlagos mozgási energia** a teljes mozgási energia és a tömegáram hányadosa:

$$\frac{\bar{v}^2}{2} = \frac{\int_{A_x} \rho \frac{\mathbf{v}^2}{2} (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA}{\int_{A_x} \rho \mathbf{v} \cdot \mathbf{n} dA} = \frac{\int_{A_x} \rho \frac{\mathbf{v}^2}{2} v_x dA}{\int_{A_x} \rho v_x dA} \quad \left\{ \neq \frac{\bar{v}^2}{2} \right\} \quad (0.8)$$

Példa: hengeres csőben **lamináris** – forgási paraboloid alakú – **sebességeloszlás** esetén

$$\frac{\bar{v}^2}{2} = \frac{v_{\max}^2}{4}, \quad \text{míg} \quad \frac{\bar{v}^2}{2} = \frac{v_{\max}^2}{8},$$

ahol v_{\max} jelöli a maximális sebességet a cső szimmetriatengelyében.

1. Tengelyen át hajtott, lapátozott áramlástechnikai gép működésének alapjai

A differenciális formában felírt **energiaegyenlet** egyik lehetséges alakja **fajlagos** (egységnyi tömegre vonatkozó) **mennyiségekkel** (Környey Tamás: Termodinamika, Műegyetemi Kiadó, 2005 - IV.12, Bihari Péter: Hőtan jegyzet, 2016 - 33. oldal)

$$dY + \underset{=0}{dq} = d\left(h + \frac{c^2}{2} + gz\right), \quad (1.1)$$

ahol $dY = \frac{\delta W_t}{m}$ jelöli az áramlástechnikai gép tengelyén bevezetett elemi mechanikai munkát.

A $dq = \frac{\delta Q}{m}$ a hőátadás útján a folyadékkal (=fluid, ami lehet gáz vagy cseppfolyós folyadék)

közölt vagy abból elvont elemi hő, h a termodinamikai entalpia ($h = pv + u$, p a folyadék nyomása, v a fajtérfogata, u a belső energia). Továbbá $c^2/2$ az áramló folyadék keresztmetszetében az átlagos mozgási energia (ld. (0.8)), g a nehézségi gyorsulás, z a geodetikus magasság valamilyen alapszint felett. A (0.4) típusú felírásból ez az egyenlet úgy adódik, hogy a tengelyen bevezetett teljesítmény és a hőáramok teljesítménye marad az egyenlet egyik oldalán, a felületi nyomóerők és a tömegezők (nehézségi erőter) teljesítménye átkerül a másik oldalra, stacionárius esetet vizsgálunk infinitezimálisan kicsi térfogatra. Első félévben a gépészmérnöki szak hallgatói a Gépészmérnöki alapismeretek c. tárgyban már megismerték az (1.1) egyenlet speciális alakját: az egyenlet jobb oldalán zárójelben lévő összeg a Bernoulli-entalpia, melynek megváltozását okozza az áramlástechnikai gép. A hőközlés áramlástechnikai gépekben általában elhanyagolható.

Az (1.1) egyenlet minden tagja tömegegységre vonatkozó munka, illetve energia, jobb oldalának 2. tagja a fajlagos mozgási, 3. tagja a fajlagos helyzeti energia. Az egyenlet tehát kimondja, hogy *a mechanikai munka és az átadott hő növeli a folyadék entalpiáját* (belső energiáját és segíti, hogy a folyadék munkát végezzen a környezetén), *mozgási és helyzeti energiáját*.

A **termodinamika I. főtételének** egy lehetséges formája – figyelembe véve a **II. főtételt** is (Környey, VII.3 1. és 3. bekeretezett képlet, Bihari 51. oldal)

$$Tds = \underset{=0}{dq} + Tds_{irrev} = dh - vdp \quad (1.2)$$

Itt T az abszolút hőmérséklet, s az entrópia, melynek növekménye a hőközlésen kívül a lejátszódó elemi folyamat disszipációs munkáját is tartalmazza. Ennek áramlási veszteségek az okozói. Az (1.2) egyenletből dh -t kifejezve és az (1.1) egyenletbe behelyettesítve kapjuk, hogy a tengelyen bevezetett elemi munka növeli a közeg mechanikai energiáját, pótolja a disszipált munkát és a gépet körülvevő közeg ellenében munkát végez

$$dY = vdp + Tds_{irrev} + d\left(\frac{c^2}{2} + gz\right). \quad (1.3)$$

Tekintsünk egy 1-2 pont közötti áramcsövet, amely áthalad az áramlástechnikai gépen és integráljuk erre az áramcsőre a (1.3) egyenletet. Azt kapjuk, hogy

$$Y_{1,2} = \int_1^2 vdp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \int_1^2 Tds_{irrev}, \quad (1.4)$$

ami a Bernoulli-egyenlet általánosításaként fogható fel, van munkavégzés és az áramlás veszteséges. Az áramlástechnikában a fajtérfogat helyett annak reciprokát, a ρ sűrűséget használjuk, így a reverzibilis folyamatban a tengelybe vezetett munka **hasznos része**

$$Y_h = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1). \quad (1.5)$$

A **bevezetett munka** adiabatikus esetben az (1.1) egyenletből $dq = 0$ helyettesítéssel, majd az egyenletet integrálva:

$$Y_{be} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1). \quad (1.6)$$

A továbbiakban az egyszerűség kedvéért legyen $c_1 = c_2$; $z_1 = z_2$. Bár a fejezet hatodik sorában általában fluidról szóltunk, a gáz halmazállapotú közeg esete az általánosabb, ezért először ezt tárgyaljuk. A gázba bevezetett munka

$$Y_{be} = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1).$$

A kompresszor (gázt sűrítő áramlástechnikai gép) hajtásához ennél több munkára van szükség (ennek okait részletesebben az 5. fejezetben írtuk le).

A hasznos munka konkrét értéke pedig – ha $c_1 = c_2$, $z_1 = z_2$ továbbra is – az (1.5) képlet első tagja. Ennek kiszámításához a $\rho = \rho(p)$ függvényt ismernünk kell. A valódi, veszteséges, azaz irreverzibilis és így entrópia növekedéssel járó folyamat esetén ez a függvény nem ismert. Ha ismerjük – például mérésből, vagy a veszteségek kiszámításából – a T_2 vég hőmérsékletet, akkor az állapotváltozást politrópával közelíthetjük. Adiabatikus reverzibilis folyamatmodell esetén izentrópiikus állapotváltozást tételezünk fel. Ha a komprimált gáz visszahűl a kiindulási – környezeti – hőmérsékletre, akkor a felhasználó az izotermikus kompressziót tekinti hasznosnak, hiszen a megnövelt nyomású, de hideg gázt tudja például pneumatikus hajtásra felhasználni.

A gázt ideális gáznak tekintve

$$T = pv/R, \quad (1.7)$$

itt R az adott gáz specifikus gázállandója, levegőre például $R = 287 \text{ J/kgK}$. Azért, hogy felidézzük az izentrópiikus állapotváltozás alapképletét, számítsuk ki T teljes differenciálját!

$$dT = \frac{v}{R} dp + \frac{p}{R} dv,$$

amit az első főtétel adiabatikus, reverzibilis állapotváltozásra felírt alakjába helyettesítve:

$$0 = dq = c_p dT - v dp = \frac{c_p}{R} v dp + \frac{c_p}{R} p dv - v dp = \frac{c_p - R}{R} v dp + \frac{c_p}{R} p dv.$$

A $c_v = c_p - R$ összefüggést figyelembe véve és az egyenletet $R / (c_p v)$ -vel végigszorozva és a $\kappa = c_p/c_v$ jelölést bevezetve:

$$0 = \frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v},$$

ahonnan integrálás után az izentrópa egyenlete:

$$pv^\kappa = \text{áll.} \quad (1.8)$$

Említést érdemel, hogy a κ fajhőviszony a gázmolekulák mozgásának f szabadságfokától függ, $\kappa \approx 1 + 2/f$ és a levegő kétatomos O_2 , illetve N_2 molekuláinak szabadságfoka $f = 5$, három irányú elmozdulás és két tengelykörüli forgás (az atomokat összekötő tengelyre vett perdület elhanyagolható), így $\kappa \approx 1 + 2/5 = 1,4$. A 6 szabadságfokú metángáz esetén $\kappa \approx 1,3$, a 3 szabadságfokú nemesgázok esetén $\kappa \approx 1 + 1,65$.

Visszatérve az **izentrópiikus** hasznos munkára

$$Y_{h,izent} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_1} \int_1^2 p^{-\frac{1}{\kappa}} dp = \frac{p_1^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_1} \frac{p^{\frac{-1}{\kappa}+1}}{\frac{-1}{\kappa}+1} \Big|_1^2 = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = c_p (T_{2s} - T_1), \quad (1.9)$$

mert izentropikus állapotváltozás esetén az (1.7) és az (1.8) képletből adódik, hogy

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_{2s}}{T_1}.$$

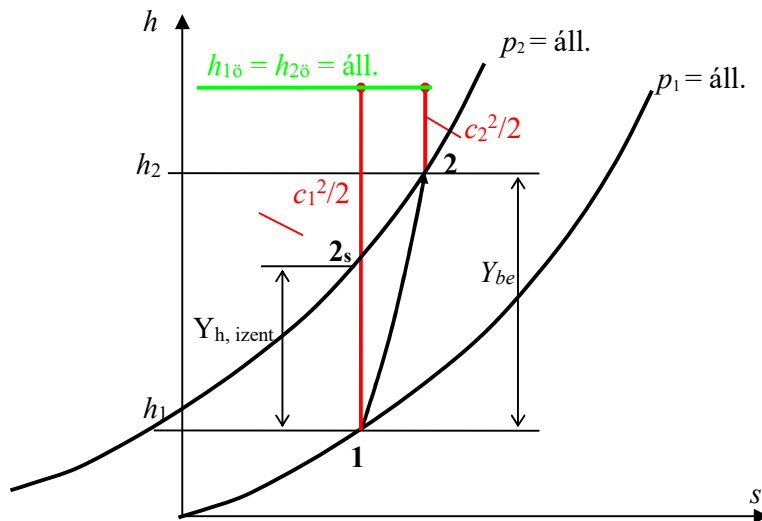
T_{2s} -sel jelöltük a $p_2 = \text{áll.}$ izobáron fekvő izentropikus kompresszió vég hőmérsékletét.

Politropikus esetben κ helyett n -et írva:

$$Y_{h,pol} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1). \quad (1.10)$$

Az **izotermikus** hasznos munka kiszámításához felhasználjuk, hogy $T = \text{áll.}$ esetén az (1.7) képletből $p v = \text{áll.}$, azaz $\text{Áll.} = p/\rho = p_1/\rho_1$, tehát $1/\rho = (p_1/\rho_1)(1/p)$. Innen pedig

$$Y_{h,izot} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{p_1}{\rho_1} \int_1^2 \frac{dp}{p} = \frac{p_1}{\rho_1} \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right). \quad (1.11)$$



1.1. ábra Valódi irreverzibilis (1→2) és reverzibilis adiabatikus, (azaz izentropikus; 1→2s) kompresszió p_1 -ről p_2 nyomásra. Álló lapátsatorna – **diffúzor** – esetén az **összentalpia**, $h_0 = h + c^2 / 2 = \text{állandó}$, sebességsökkenés ($c_2 < c_1$) mellett a nyomás nő ($p_2 > p_1$)

Az (1.9), (1.10), illetve (1.11) képlettel meghatározott izentropikus, politropikus, illetve izotermikus hasznos munka és az (1.6) képlettel definiált bevezetett munka hányadosa (a mozgási és helyzeti energia megváltozását elhanyagolva) az izentropikus, politropikus, illetve izotermikus **hatásfok**. Az izentropikus hatásfokot például úgy definiáljuk:

$$\eta_{izentr.} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1},$$

a politropikus hatásfok pedig így:
$$\eta_{pol} = \frac{\frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1)}{c_p(T_2 - T_1)} = \frac{n/(n-1)}{\kappa/(\kappa-1)} = \frac{n(\kappa-1)}{\kappa(n-1)}.$$

Mivel a hatásfok nyilván egynél kisebb szám, n számértéke nagyobb κ számértékénél, $n > \kappa$. Ha például levegő komprimálásakor $n = 1,5$, akkor $\eta_{pol} = 0,86$, mivel a levegőre $\kappa = 1,4$. Expanzió (gázturbina) esetén viszont $n < \kappa$.

Összenyomhatatlan közeget – folyadékot vagy kis nyomásemelkedés esetén gázt – szállító munkagépek esetén az (1.5) képletből:

$$Y_h = \frac{1}{\rho_1} \int_1^2 dp + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1). \quad (1.12)$$

Szivattyúk esetében a súlyegységre vonatkoztatott hasznos munkát, a H szállítómagasságot használjuk a gép jellemzésére:

$$H = \frac{Y_h}{g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + z_2 - z_1. \quad (1.13)$$

Ventilátorok esetén pedig a térfogategységre eső hasznos munkát, a Δp_{δ} ú. n. össznyomás növekedést használjuk. Ventilátorok levegőt szállítanak, így a helyzeti energia megváltozása állandó léghőmérséklet esetén zérus, tehát

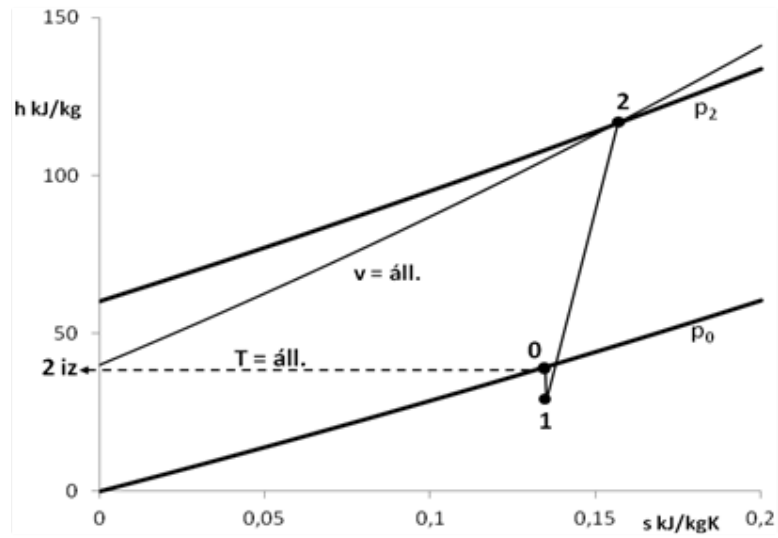
$$\Delta p_{\delta} = p_2 - p_1 + \frac{\rho}{2}(c_2^2 - c_1^2) = p_{\delta 2} - p_{\delta 1}. \quad (1.14)$$

Az elnevezés tehát logikus, az össznyomás növekedés az össznyomás megváltozása a gép csonkjai között.

Kompresszorok esetén az izentropikus hasznos munkavégzés és a mozgási energia megváltozásának összege jellemző a folyamatra, a helyzeti energia változása elhanyagolható, így az (1.5) és (1.9) képletből

$$Y_{h,izent.} = c_p(T_{2s} - T_1) + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_{\delta 2s} - h_{\delta 1}. \quad (1.15)$$

Az alábbi ábrán egy zárt légtartályra dolgozó kompresszor munkafolyamata látható. A kompresszor nyugvó térből **0** állapotú p_0 nyomású gázt szív be, mely felgyorsul, eközben lehűl, hiszen összentálpíaja változatlan. Így jut az **1** pontba. Ezután entrópia növekedéssel járó irreverzibilis kompresszió során nyomása p_2 -re nő, állapotát a légtartályba érkezéskor a **2** jelű pont mutatja. Innen – mivel sem tömege, sem térfogata nem változik – izochor, azaz $v = \text{áll.}$ vonalon visszahűl a környezeti hőmérsékletre, így jut a **2** iz állapotba. A **0** és a **2** iz állapotot összekötő izotermát $T = \text{áll.}$ jelű vonal azért szaggatott, mert e vonalon NEM történik valódi állapotváltozás. Mivel az izochor vonal meredekebb, mint az izobar, nyilván a gáz nyomása a tartályban a lehűlés során csökken, tehát p_2 -nél kisebb nyomású gáz áll a felhasználó rendelkezésére.



1.2. ábra. Légtartályra dolgozó kompresszor munkafolyamata h-s diagramban.

2. Impulzusnyomatéki tétel alkalmazása áramlástechnikai örvénygépekre

2.1. Az impulzusnyomatéki tétel, sebességi háromszögek

A járókerékbe belépő folyadék elméleti térfogatárama

$$Q_e = \int_{A_{be}} \mathbf{c} d\mathbf{A}, \quad (2.1)$$

tömegárama

$$\dot{m}_e = \rho Q_e, \quad (2.2)$$

itt ρ a folyadék sűrűsége. A távozó tömegáram a kontinuitás miatt ezzel azonos, de kifejezhető a sebességeloszlás kilépési keresztmetszetszeli felületi integráljával is. A belépő folyadék impulzusárama: $\mathbf{I}_{be} = \int_{A_{be}} \mathbf{c} \rho (\mathbf{c} \cdot d\mathbf{A})$. Itt a zárójel utal arra, hogy az elemi térfogatáram skalár, a

sebességvektor és a felületvektor skalár szorzata, ennek a skalárnak a sűrűsége szorozásával szorozzuk meg a \mathbf{c} sebességvektort. A belépő folyadék impulzusnyomatéka a sugárirányú \mathbf{r} vektor és az impulzusáram-vektor vektori szorzata: $\mathbf{M}_{be} = \int_{A_{be}} \mathbf{r} \times \mathbf{c} \rho (\mathbf{c} \cdot d\mathbf{A})$. Az impulzus-

nyomaték megváltoztatása a be- és a kilépési keresztmetszetek között a járókerék tengely irányában ható \mathbf{M}_e nyomatékvektorral lehetséges: $\mathbf{M}_e = \mathbf{M}_{ki} - \mathbf{M}_{be}$. Ha skalárisan összeszorozzuk az elméleti nyomaték \mathbf{M}_e vektorát a vele párhuzamos, ugyancsak forgástengely irányú $\boldsymbol{\omega}$ szögsebesség vektorral, megkapjuk a járókerék hajtásához szükséges elméleti teljesítményt:

$$P_e = \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{M}_e. \quad (2.3)$$

Helyettesítések után:

$$\begin{aligned} P_e &= \boldsymbol{\omega} \cdot (\mathbf{M}_{ki} - \mathbf{M}_{be}) = \boldsymbol{\omega} \cdot \left(\int_{A_{ki}} \mathbf{r} \times \mathbf{c} \rho (\mathbf{c} \cdot d\mathbf{A}) - \int_{A_{be}} \mathbf{r} \times \mathbf{c} \rho (\mathbf{c} \cdot d\mathbf{A}) \right) = \\ &= \boldsymbol{\omega} \cdot \left(\int_{A_{ki}} \mathbf{r} \times \mathbf{c} d\dot{m} - \int_{A_{be}} \mathbf{r} \times \mathbf{c} d\dot{m} \right). \end{aligned}$$

Tételezzük fel, hogy a belépő, illetve a kilépő keresztmetszet forgásfelület, amit egy-egy állandó sugár jellemez, és amelyben a sebesség közel állandó, ekkor a vektorszorzatok kiemelhetők az integrálok elé, amelyek az elméleti tömegáramot adják, és a tömegáram azonos a be- és a kilépő keresztmetszetben. Így az elméleti teljesítmény végül – felhasználva, hogy a vegyes szorzatok vektorainak sorrendje ciklikusan permutálható –:

$$P_e = \dot{m}_e (\boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r}_{ki} \times \mathbf{c}_{ki} - \boldsymbol{\omega} \cdot \mathbf{r}_{be} \times \mathbf{c}_{be}) = \dot{m}_e (\mathbf{c}_{ki} \cdot \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_{ki} - \mathbf{c}_{be} \cdot \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}_{be})$$

A legutóbbi egyenletben szereplő $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ vektorszorzatok azonban éppen a forgásfelület alakú keresztmetszetben érvényes átlagos kerületi sebességvektorokat adják, így

$$P_e = \dot{m}_e (\mathbf{c}_{ki} \cdot \mathbf{u}_{ki} - \mathbf{c}_{be} \cdot \mathbf{u}_{be}) = \dot{m}_e (c_{u_{ki}} \cdot u_{ki} - c_{u_{be}} \cdot u_{be}).$$

Az utolsó lépésben a skalár szorzatok értékét a sebességvektor kerületi sebességre vett vetületének és a kerületi sebesség nagyságának szorzataként számítottuk ki. A járókerék hajtásához szükséges elméleti teljesítmény természetesen kiszámítható az elméleti tömegáram és a járókerék elméleti Y_e fajlagos munkájának szorzataként is: $P_e = \dot{m}_e Y_e$. A kétféle felírás egybevetéséből végül:

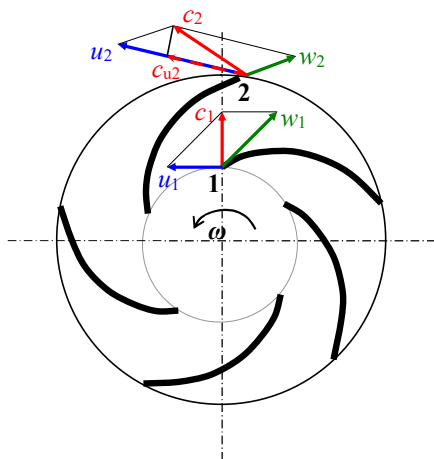
$$Y_e = c_{u_{ki}} \cdot u_{ki} - c_{u_{be}} \cdot u_{be}. \quad (2.4)$$

Szokás a belépő keresztmetszetet '1', a kilépő keresztmetszetet '2' indexszel jelölni. Mint láttuk, szivattyúk esetén a tömegegységre vonatkozó fajlagos munka helyett a súlyegységre vonatkozó **elméleti szállítómagasság**ot használjuk:

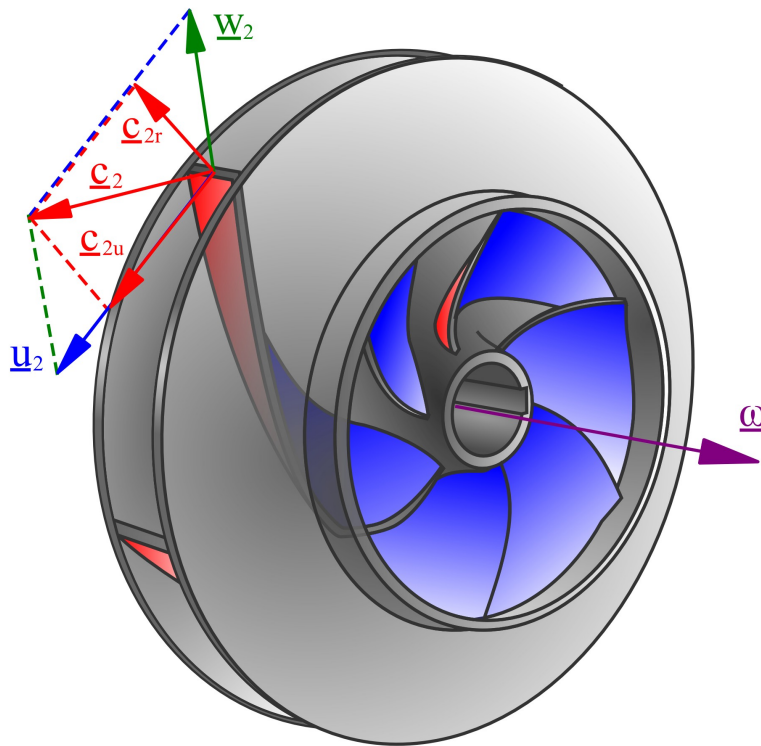
$$H_e = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \quad (2.5)$$

ventilátorok esetén pedig ennek ρg -szeresét, az **ideális össznyomás növekedést**:

$$\Delta p_{\theta, id} = \rho(c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (2.6)$$



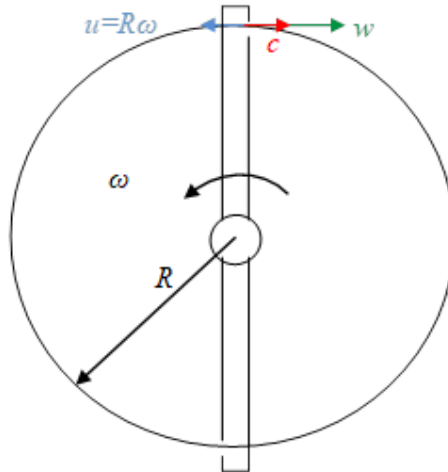
2.1.a ábra 5-lapátos radiális átömlésű járókerék rajza, a **c abszolút**, **w relatív** és **u kerületi** sebesség, az abszolút sebesség kerületi komponensének megváltozása,
2.1.b. ábra 4-lapátos bronz járókerék képe



2.2. ábra Járókerék képe a **szögsebesség** vektor, a kilépő élhez tartozó **abszolút**, **relatív** és **kerületi** sebesség vektor feltüntetésével. A lapátok szívó oldala **kék**, nyomó oldala **piros**

A (2.4) - (2.6) egyenleteket az áramlástechnikai gépek témakörében Euler-féle turbinaegyenletnek nevezik. Ezek az egyenletek nemcsak a bemutatott, tisztán mechanikai alapelvekre épülő módon vezethetők le, hanem áramlástanai megfontolások alapján is, erre két oldallal alább még visszatérünk (ld. Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai, Műegyetemi Kiadó, 2004, 182. oldal).

Alkalmazási példa: A középiskolai tanulmányokból ismert Segner kerék (Segner János András, Pozsony 1704 – Halle 1777) egy igen egyszerű, az impulzus nyomatéki tétel szerint működő vízturbina.



2.3. ábra Segner kerék sebességei

A Segner kerékbe tengely irányból \dot{m} tömegáramú folyadékot vezetünk be. A folyadék tangenciális irányban lép ki a sugárcsövekből, ekkor sebessége $c = w - R\omega$.

Az egy sugárcsőön kilépő folyadék impulzusváltozása $F_{imp} = \frac{\dot{m}}{2} c$ nagyságú kerületi

erőt okoz, hiszen a perdületmentesen belépő folyadék impulzusának nincs kerületi komponense. A két sugárcsőön azonos irányba forgató erőhatás nyomatéka

$M = 2F_{imp} \cdot R = 2 \frac{\dot{m}}{2} c R$. Ennek a nyomatéknak és a szögsebességnek a szorzata a

Segner kerék teljesítménye: $P = M\omega = \dot{m}c \cdot R\omega$. A súlyegységre vonatkoztatott,

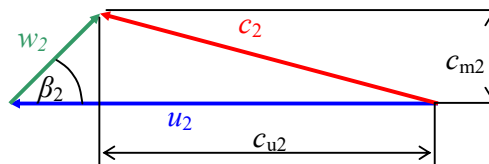
fajlagos elméleti teljesítmény innen $H_e = \frac{P}{\dot{m} \cdot g} = \frac{c \cdot u}{g}$, teljes összhangban a (2.5)

képlettel, hiszen a c kilépő abszolút sebesség kerületi irányú, így a c kerületi irányú komponense saját maga.

A $P\dot{m}(w - R\omega) \cdot R\omega$ ω -szerinti deriválásával az is könnyen belátható, hogy a maximális teljesítményt adó kerületi sebesség a kilépő folyadék tömegárammal

arányos sebességének fele, $(R\omega)_{opt} = \frac{w}{2}$, így az optimális szögsebesség $\omega_{opt} = \frac{w}{2R}$.

A 2.1. ábrán az u_2 , és w_2 sebességekkel felrajzolt paralelogramma átlója c_2 , amelyik a paralelogrammát két háromszögre bontja. Egy ilyen háromszög neve – amelynek tehát a három oldala három sebességvektor – **sebességi háromszög** (ld. 2.4. ábra). Hasonló sebességi háromszöget alkotnak a belépő, '1' indexű sebességvektorok is.



2.4. ábra Kilépő sebességi háromszög (v.ö. 2.1 és 2.2 ábra),

az **abszolút sebesség** kerületi és meridián komponense

A 2.4. ábrán β_2 jelöli a relatív sebességvektor és a kerületi sebességvektor ellentettjének egymással bezárt szögét. Ez a szög tehát a stacionárius relatív rendszerben haladó áramvonalakat jellemzi. A lapát vázvonalaának a járókerékterület érintőjével bezárt szöge közel van ehhez, de nem azonos vele. A folyadék nem követi a lapátok iránya által meghatározott irányt, attól eltér, mégpedig úgy, hogy az rc_{u2} perdület kisebb, mint akkor lenne, ha az áramlás iránya követné a lapátok vázvonalaának irányát.

A c_{2u} sebességkomponens csökkenését az ú. n. perdület apadási tényezővel szokták figyelembe venni, értéke 1-nél kisebb, jele λ , értéke a lapátszám növelésével nő, azaz sűrű lapátrács esetén egyre jobban megközelíti az 1 értéket.

Vizsgáljuk meg, hogy milyen az abszolút és a forgó járókerékhez kötött relatív rendszerbeli sebességtér. Induljunk ki a Thomson-féle örvénytételeből, amelyik kimondja, hogy barotróp folyadék konzervatív erőterben történő áramlása esetén egy tetszőleges zárt, folyékony vonalon a cirkuláció időben állandó. *(Barotróp a folyadék, ha sűrűsége csak a nyomás függvénye, nem függ más állapotjellemzőtől, például a hőmérséklettől. Konzervatívnak hívják azt az erőteret, amelyikben a térerő skalár potenciál gradienseként állítható elő, ilyen többek között a nehézségi erőter és a centrifugális erőter. Folyékony vonal minden pontja a folyadékkal együtt mozog a pillanatnyi helyi sebesség irányában, alakja változhat, de az összefüggő vonal mozgása során mindvégig összefüggő marad.)*

Ha tehát a szivattyú nyugvó folyadékot szív, például egy kútból, akkor a sebesség zérus, így bármilyen zárt folyékony vonalon a cirkuláció is zérus. A folyadék szivattyúban cseppfolyós, ventilátorokban összenyomhatatlannak tekinthető gáz, azaz állandó sűrűségű, de még kompresszor esetén is feltételezhető izentropikus állapotváltozás, ami barotrópiát jelent. Az erőterek – nehézségi és centrifugális – konzervatívok, így a tétel feltételei teljesülnek, tehát a cirkuláció az áramlástechnikai gépbe beúszó folyékony zárt vonalon is zérus. Az analízisben tanult Stokes-tétel értelmében azonban ez csak úgy lehetséges, hogy az abszolút sebességtér örvénymentes. (A Stokes tétel kimondja, hogy egy G görbével határolt A felületen a térben értelmezett \mathbf{c} vektortér rotációjának felületi integrálja azonos a \mathbf{c} vektor G görbementi vonalintegráljával. $\int_A \text{rot} \mathbf{c} d\mathbf{A} = \oint_G \mathbf{c} ds$). Mivel bármilyen egyszeresen összefüggő

felületdarabka az áramlástechnikai gép folyadékterében zárt – folyékony – vonallal határolható és azon a cirkuláció a korábbiak értelmében zérus, ez csak úgy lehet, hogy a cirkuláció integrálja a felületdarabkán is zérus. Ez pedig a felületdarabka tetszőleges választása miatt a cirkuláció zérus voltát kívánja meg.

Az abszolút sebességtér cirkulációja zérus, tehát az abszolút sebességtér örvénymentes:

$$\text{rot} \mathbf{c} = 0. \quad (2.7)$$

Mivel a \mathbf{w} relatív sebesség az abszolút sebesség és a szállító kerületi sebesség különbsége, azaz $\mathbf{w} = \mathbf{c} - \mathbf{u}$ és a rotáció operátora lineáris, így a relatív sebesség örvényes $-2\boldsymbol{\omega}$ örvényességgel

$$\text{rot} \mathbf{w} = \text{rot}(\mathbf{c} - \mathbf{u}) = \text{rot} \mathbf{c} - \text{rot} \mathbf{u} = \text{rot} \mathbf{c} - 2\boldsymbol{\omega} = 0 - 2\boldsymbol{\omega}. \quad (2.8)$$

Az is belátható áramlástan és kinematikai megfontolásokból, hogy a járókereket körülvevő ház hatását figyelmen kívül hagyva a relatív sebességtér állandósult üzemben stacionárius, de nem homogén, a relatív sebességtérben a lokális gyorsulás zérus, de a konvektív gyorsulás nem zérus így az abszolút sebességtér lokális gyorsulása – az abszolút sebesség időbeli

változása egy adott pontban – nem zérus, hiszen az ott állandó kerületi sebességhez pillanatról pillanatra változó relatív sebesség adódik. Írható tehát, hogy

$$\frac{\partial \mathbf{w}}{\partial t} = 0; \quad \frac{\partial \mathbf{c}}{\partial t} \neq 0. \quad (2.9)$$

Tehát mindkét sebességtérnek van egy előnyös tulajdonsága és egy hátrányos tulajdonsága (előnyösnek tekintjük a stacionaritást és az örvénymentességet). A numerikus áramlástechnika napjainkban széles körben terjedő szoftverjeinek alkalmazásakor inkább a relatív sebességtér stacionaritását használjuk ki megalkodva annak örvényességével, mintsem hogy az abszolút sebességtér instacionárius volta miatti hosszú számítási időt felvállalánk.

Visszatérve az Euler-féle turbinaegyenletre, a relatív sebességtérre felírható a Bernoulli egyenlet stacionárius alakja, de csak egy áramvonalon, mivel a relatív sebességtér örvényes. Áramvonalon a $\mathbf{w} \times \text{rot} \mathbf{w} \cdot d\mathbf{s}$ vegyes szorzat* zérus, mivel a $d\mathbf{s}$ elemi áramvonal darab párhuzamos a \mathbf{w} sebességvektorral. A Bernoulli egyenlet alakja tehát:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{r^2 \omega^2}{2} + gz = \text{áll.} \quad (2.10)$$

A harmadik tag a centrifugális erőter potenciálja, ami $-u^2/2$ alakban is írható. A fenti egyenletet felírhatjuk egy átlagos relatív áramvonalra, amelyik összeköti a járókerék lapátözása előtti 1 és a járókerék lapátözása utáni 2 keresztmetszetet. Egyidejűleg kihasználjuk azt is, hogy a \mathbf{w} relatív sebesség $\mathbf{w} = \mathbf{c} - \mathbf{u}$ alakban írható.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{(\mathbf{c}_1 - \mathbf{u}_1) \cdot (\mathbf{c}_1 - \mathbf{u}_1)}{2} - \frac{u_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{(\mathbf{c}_2 - \mathbf{u}_2) \cdot (\mathbf{c}_2 - \mathbf{u}_2)}{2} - \frac{u_2^2}{2} + gz_2.$$

A skalárszorításokat elvégezve, a kerületi sebességnégyzetekkel egyszerűsítve és az egyenletet rendezve kapjuk, hogy

$$\left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = Y_e = \mathbf{c}_2 \cdot \mathbf{u}_2 - \mathbf{c}_1 \cdot \mathbf{u}_1 = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1. \quad (2.11)$$

Itt a baloldali zárójeles kifejezések az abszolút rendszerbeli Bernoulli összegeket jelentik, ezek megváltozása a lapáton éppen a járókerék elméleti – veszteségektől mentes – fajlagos hasznos munkája, amit a (2.4) képletben Y_e -vel jelöltünk. Valóban a (2.4) és a (2.11) képlet azonos, ha az indexelést a $ki = 2$, $be = 1$ módon végezzük el.

* $(\mathbf{w} \text{grad}) \mathbf{w} \equiv \text{grad} \left(\frac{w^2}{2} \right) - \mathbf{w} \times \text{rot} \mathbf{w}$ bármely vektortérre érvényes azonosság

2.2 Az áramlástechnikai örvénygépek lapátözásának áramlástechnikai szerepe

(Az angol szóhasználatban az örvénygépeket *turbomachines* névvel illetik.)

A (2.11) alapegyenletben a kerületi sebesség $u = \omega r$ alakban írható:

$$Y_e = \omega (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad (2.12)$$

Ebből a formából látszik, hogy fajlagos munkavégzéshez (például szállítómagasság vagy össznyomás növelés formájában) forgatni kell a járókereket (ω) és növelni kell az abszolút sebesség kerületi komponensét, pontosabban rc_u perdületét.

Az **axiális** átömlésű járókerekek esetén gyakorlatilag állandó sugarú hengerfelületek mentén áramlik a folyadék, ekkor csak a kerületi sebességkomponens növelése ad lehetőséget munkavégzésre, ezen túl a szögsebesség növelésével növelhető a munkavégzés.

Radiális átömlésű járókerekek esetén a folyadékreszek távolodnak a forgástengelytől, tehát a kerületi komponens növelésén túl (amit a lapátok görbülete eredményez) a sugárirányú elmozdulás (amire a meridián metszet alakja kényszeríti a folyadékot) ugyancsak növeli a perdületet.

Nagy fajlagos munkavégzésre tehát a radiális átömlésű járókerék alkalmasabb, mint az axiális átömlésű – azonos fordulatszám esetén.

Bővítsük a (2.12) egyenletet 2π -vel:

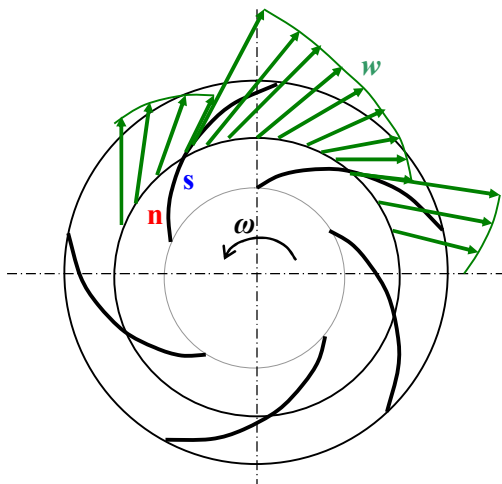
$$Y_e = \frac{\omega}{2\pi} (2\pi r_2 c_{u2} - 2\pi r_1 c_{u1}) \cong \frac{\omega}{2\pi} \left(\oint_{r=r_2} \mathbf{c} ds - \oint_{r=r_1} \mathbf{c} ds \right) = \frac{\omega}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1) = \frac{\omega}{2\pi} \Gamma_{kerék} . \quad (2.13)$$

Ez azt jelenti, hogy a járókerék megnöveli a hozzááramló folyadék Γ cirkulációját. Ez a cirkuláció egyedi esetektől eltekintve zérus a járókerék előtt, utána már nem lehet zérus, ha munkát akarunk végeztetni a járókerékkel. A már idézett Thomson-féle örvénytétellel nem kerülünk ellentmondásba. Az áramlástechnikai gépbe beúszó zárt folyékony vonal vagy átúszik a járókerék lapátjai között, ilyenkor megmarad a cirkulációja, de nem tudja körülölelni a teljes járókereket, Γ_2 pedig ezt jelentené, vagy a lapátok felszabdalják a zárt folyékony vonalat, ekkor kiszámítható a felszabdalt vonaldarabkák összegén a Γ_2 cirkuláció, de nem teljesül a Thomson-tétel feltétele. Azonos szerepű z darab lapát esetén $\Gamma_{kerék} = z \cdot \Gamma_{lapát}$. Az egyes lapátok körül kell tehát a sebességeloszlásnak olyannak lennie, hogy a lapát körüli zárt vonalon a sebesség vonalintegrálja zérustól különböző pozitív érték legyen:

$$Y_e = \frac{\omega}{2\pi} z \cdot \oint_{lapátkontúr} \mathbf{c} ds = \frac{\omega}{2\pi} z \cdot \Gamma_{lapát} \quad (2.14)$$

Ha visszaemlékszünk Kutta-Zsukovszkij tételére a cirkulációról ($F_f = b \cdot \rho \omega_\infty \Gamma$, ld. Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai), akkor tudjuk, hogy a lapát-cirkuláció sebességeloszlásának olyannak kell lennie, hogy a hozzá rendelhető nyomáseloszlás eredője a lapát felületén F_f felhajtóerőt eredményezzen. Ennek a felhajtóerőnek a nyomatékait összegezzük az összes lapátra, ez az M_e elméleti nyomaték már a (2.3) egyenletben szerepelt.

A járókerék egy lapátjának két oldalán szükségszerűen különböznie kell a sebességnek, különben nem lehetne a $\Gamma_{lapát}$ cirkuláció zérustól különböző, pozitív érték. (Ez a megállapítás a vékony határrétegen kívüli térrészben igaz, a fal mellett a sebesség a fal sebességével azonos.) A járókerék lapátjai egyik oldalukon maguk előtt tolják a folyadékot, ez a lapátoldal a **nyomott oldal**, a lapát másik oldalát **szívott oldalnak** nevezik. A belépő éltől kezdve a szívott oldalon gyorsabban nő a sebesség, mint a nyomott oldalon. Emiatt a két szomszédos lapát közötti lapátcsatornában folytonosan változik a sebesség. Az alábbi ábrán ez látszik.



2.5. ábra A w relatív sebességnek a lapát **szívott** és **nyomott** oldalán szakadása van, két lapát közötti lapátcsatornában folytonos eloszlású.

Itt emlékeztetünk arra, hogy korábban mindig kerület menti átlagértékekkel számoltunk. Például az Euler turbinaegyenletben a c_{2u} sebességkomponens a $\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w}$, kerület mentén változó sebességeloszlás integrálátlagával adódó érték.

3. Elméleti jelleggörbe, radiális járókerék lapátozásának alakja

A járókerék elméleti térfogatárama szintén a sebességi háromszögek alapján számítható ki. A 2.3. ábra sebességi háromszögében látható meridián komponens merőleges a járókerék kilépő – henger vagy kúp – palást felületére. Ha tehát ezt a D_2 középtátmérőjű, b_2 szélességű palástfelületet megszorozzuk a kilépő abszolút sebesség átlagos meridián komponensével, és figyelembe vesszük a véges vastagságú lapátvég felület csökkentő hatását, – ψ_2 az ún. szűkítési tényező – akkor a járókeréken átáramló elméleti térfogatáramot kapjuk:

$$Q_e = \psi_2 D_2 \pi b_2 c_{2m}. \quad (3.1)$$

A 2.3. ábra sebességi háromszöge alapján a c_{2u} kerületi komponens kifejezhető a c_{2m} sebességkomponenssel:

$$c_{2u} = u_2 - w_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}.$$

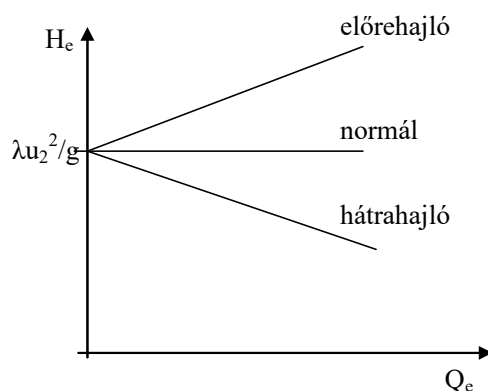
Másrészt a (3.1) képletből

$$c_{2m} = \frac{Q_e}{\psi_2 D_2 \pi b_2}.$$

E két képletet felhasználva és perdületmentes belépést ($c_{u1} = 0$) feltételezve a (2.5) képletből kapjuk, hogy

$$H_e = \lambda \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_e}{\psi_2 D_2 \pi b_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad (3.2)$$

A (3.2) képlet a járókerék **elméleti jelleggörbéjének** egyenlete, grafikonja a H_e – Q_e koordinátarendszerben egy *egyenes*. Amint a 2.3. ábra kapcsán olvasható, a β_2 szög valójában nem a lapátozásra, hanem az áramlásra jellemző. Ha β_2 -vel a lapátszöget jelöljük, akkor a képletben szerepelnie kell a λ perdület apadási tényezőnek. Az *egyenes* emelkedő, vízszintes vagy eső attól függően, hogy a β_2 szög tompa, derék-, vagy hegyes szög.

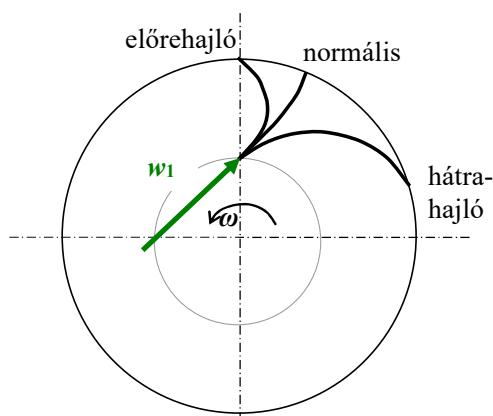


3.1. ábra

Előrehajló, normál és hátrahajló lapát elméleti jelleggörbéje

A β_2 szög 2.3. ábrabeli értelmezéséből és a 2.1., illetve 2.2. ábrán bejelölt forgásirányból következik, hogy a radiális átömlésű járókerék **lapátozásának** elnevezése az iménti

sorrendben **előrehajló**, **normális**, illetve **hátrahajló** (ld. a 3.2 ábrát). Fontos, hogy ezek az elnevezések csak a lapátok kilépés felőli végére utalnak, a lapátoknak belépésnél olyannak kell lennie, hogy az érkező folyadék – legalábbis a tervezési üzemállapotban – ütközésmentesen jusson a lapátokra. Ha például perdület nélkül ($c_{u1} = 0$) érkezik a járókerékbe a folyadék, akkor az ezt a feltételt biztosító belépő sebességi háromszög a 2.1. ábrán láthatóhoz hasonló alakú, azaz a β_1 szög (a w_1 sebességvektor és a belépő kör érintőjének szöge) hegyesszög. Így tehát a háromféle lapátalak az alábbi 3.1 ábra szerinti. Az ábra vékony, lemezlapátokat mutat, a lényeg így is látszik.



3.2. ábra

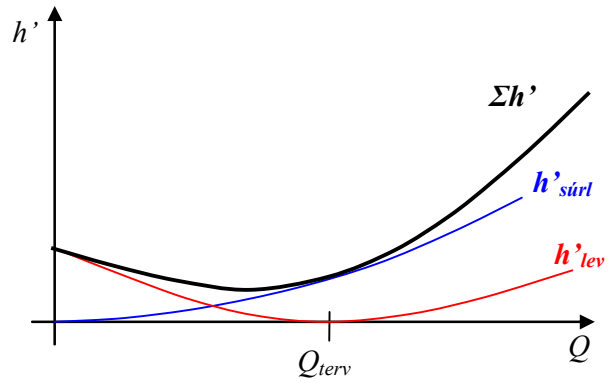
Előrehajló, normális és hátrahajló lapátalak

Mivel az **előrehajló** lapátok esetén a térfogatáram növelésével **nő az elméleti fajlagos munka** (szállítómagasság, össznyomás különbség), így ez a lapát típus a legalkalmasabb nagy nyomásnövekedés létrehozására, nagynyomású ventilátorok esetén tipikus alak. Hátránya azonban ennek a lapátalaknak, hogy viszonylag nagy ilyenkor a kilépő gáz össznyomásában a dinamikus nyomás részaránya nagy a statikus nyomáshoz képest, valamint erős a zajkeltés. Turbófeltöltők centrifugálkompresszorait normális lapátok járókerekekkel készítik. Szivattyúk és kisnyomású ventilátorok esetén a hátrahajló lapátalak a szokásos.

A valódi jelleggörbe eltér az elméleti jelleggörbétől, mert

- a résvesztések miatt a Q térfogatáram kisebb a Q_e elméleti térfogatáramnál,
- a hidraulikai veszteségek miatt a H szállítómagasság kisebb a H_e szállítómagasságnál.

A hidraulikai veszteségek oka egyrészt a lapátok közötti lapátcsatornában és az áramlástechnikai gép egyéb folyadékkal átáramlott részein ébredő súrlódási veszteség. Turbulens áramlás feltételezésével ez a veszteség – hasonlóan a csősúrlódási veszteséghez – a térfogatáram négyzetével arányos: $h'_{súrl} = K \cdot Q^2$. A másik veszteségtípus elhanyagolhatóan kicsi a tervezési üzemállapotban, amikor a lapátokra érkező folyadék ütközésmentesen és így leválásmentesen áramolja körül a lapátokat. Ettől eltérő – a tervezésnél kisebb vagy nagyobb – térfogatáramok esetén leválás alakul ki a lapát belépő élét követő szakaszon és más olyan helyeken, ahol az áramlási keresztmetszetekben nem a tervezési térfogatáram halad keresztül. E veszteségtípus a Q és a Q_{terv} térfogatáram eltérésének valamilyen – jó közelítésként második – hatványával arányos, azaz $h'_{lev} \approx L \cdot |Q - Q_{terv}|^2$. Az áramlási veszteségek összege tehát $h' = h'_{súrl} + h'_{lev}$.



3.3. ábra

A **súrlódási**, a **leválási** és az **összes hidraulikai** veszteség

Az áramlástechnikai gép valódi, mérhető jelleggörbéje a H_e jelleggörbe ordinátáinak és a $\Sigma h'$ hidraulikai veszteségek ordinátáinak különbsége a tényleges Q térfogatáram függvényében, ami jó gépek esetén csak néhány százalékkal tér el a Q_e elméleti térfogatáramtól.

4. Áramlástechnikai gépek jelleggörbéi

Az alap jelleggörbe a fajlagos munka változását mutatja a gépen átfolyó tömegáram vagy térfogatáram függvényében. Ennek megfelelően

- szivattyúk esetén a $H = f(Q)$,
- ventilátorok esetén a $\Delta p_{\delta} = f(Q)$ függvénykapcsolat,
- kompresszorok esetén a $\frac{P_2}{P_1} = f(\dot{m})$ nyomásviszony a tömegáram függvényében,

az alapvető jelleggörbe.

További jelleggörbe az adott térfogatáram szállításához szükséges bevezetett tengelyteljesítmény: $P_{be} = f(Q)$ – lehetőleg az előzővel azonos koordináarendszerben azért, hogy az összetartozó *fajlagos munka* ↔ *bevezetett teljesítmény* értékek együtt legyenek láthatók. Az áramlástechnikai gép hasznos teljesítménye összenyomható közeg szállítása (szivattyú, ventilátor) esetén a fajlagos munka és a szállított közegáram szorzata:

$$P_h = H \cdot \rho g Q, \text{ illetve } P_h = \Delta p_{\delta} \cdot Q. \quad (4.1)$$

Összenyomható közeg szállítása esetén az (1.9)-(1.11) képletek közül a megfelelő és az (1.5) képlet összekapcsolásával állítható elő a tömegegységre vonatkoztatott fajlagos hasznos munka, amit a tömegárammal szorozva és a sűrűséggel egyszerűsítve, továbbá a mozgási és helyzeti energia megváltozását elhanyagolva kapjuk, hogy

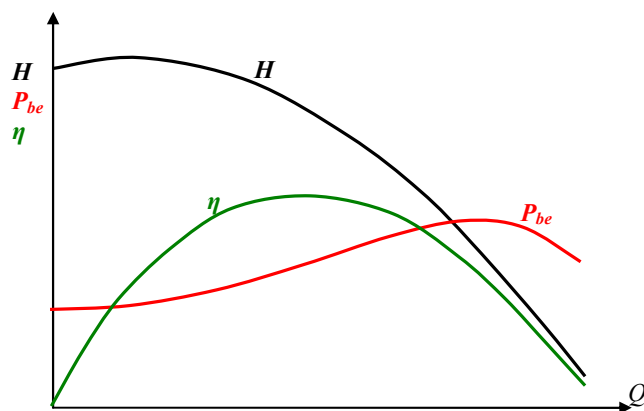
$$P_{h, \text{izoterm}} = p_1 Q_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \text{ illetve } P_{h, \text{izentrop}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 Q_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]. \quad (4.2)$$

Ezzel kiszámítható a gépek hatásfoka, mint a hasznos és a bevezetett teljesítmény hányadosa:

$$\eta(Q) = \frac{P_h}{P_{be}}. \quad (4.3)$$

Amikor a térfogatáram zérus ($Q = 0$), akkor nyilván a hatásfok is zérus, így tehát az $\eta(Q)$ függvény grafikonja a koordináarendszer origójából indul.

Tipikus jelleggörbe alakok láthatók a 4.1 ábrán egy centrifugál szivattyú (radiális átömlésű örvényszivattyú) esetén, a $H(Q)$, $P_{be}(Q)$, $\eta(Q)$ jelleggörbét egy diagramban ábrázolva.



4.1. ábra Örvényszivattyú jelleggörbéi

Az áramlástechnikai gépek **üzemtanában** a jelleggörbék alakjának lényeges szerepe van, ezeket később tárgyaljuk.

Az áramlástechnikai gép és a hozzá csatlakozó rendszer (csővezeték) együttesen határozza meg azt, hogy üzemben melyik jelleggörbe pont írja le a működést.

4.1 Dimenziótlan mennyiségek

Kiindulva az üzemi paraméterek és a sebességi háromszög adatok kapcsolatából – perdület mentes belépés, azaz $c_{1u} = 0$ feltétellel – az Euler turbinaegyenletből kapjuk, hogy:

$$H_e = \frac{\lambda c_{2u} \cdot u_2}{g} \cdot \frac{2 \cdot u_2}{2 \cdot u_2} = 2 \cdot \frac{\lambda c_{2u}}{u_2} \cdot \frac{u_2^2}{2g}, \text{ innen } \Rightarrow \quad (4.4)$$

$$H = \eta_h \cdot H_e = 2 \cdot \underbrace{\eta_h \cdot \lambda \cdot \frac{c_{2u}}{u_2}}_{\text{dimenziótlan}} \cdot \frac{u_2^2}{2g} = \psi \cdot \frac{u_2^2}{2g} \quad (4.5)$$

ψ (pszi) : nyomásszám = pressure – number.

Az η_h hidraulikai hatásfok definíciója az 5. fejezetben szerepel. Ventilátorok esetén a H szállítómagasság helyett az össznyomás különbséget dimenziótlanítjuk:

$$\Delta p_\sigma = \psi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u_2^2. \quad (4.6)$$

A járókerék D_2 átmérőjű, b_2 szélességű palástján kilépő térfogatáram:

$$Q_e = \psi_2 \cdot D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_{2m} = \frac{\psi_2 D_2^2 \cdot \pi \cdot 4}{D_2 \cdot 4} \cdot b_2 \cdot \frac{c_{2m}}{u_2} \cdot u_2 = 4\psi_2 \frac{c_{2m}}{u_2} \cdot \frac{b_2}{D_2} \cdot \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4} \cdot u_2, \text{ innen } \Rightarrow (4.7)$$

$$Q = \eta_v \cdot Q_e = 4 \cdot \underbrace{\eta_v \psi_2 \frac{c_{2m}}{u_2} \cdot \frac{b_2}{D_2}}_{\text{dimenziótlan}} \cdot \underbrace{\frac{D_2^2 \cdot \pi}{4}}_{\text{felület}} \cdot \underbrace{u_2}_{\text{sebesség}} = \varphi \cdot \frac{D_2^2 \cdot \pi}{4} \cdot u_2 \quad (4.8)$$

φ (fi) : mennyiségi szám = flow – number.

A ψ_2 szűkítési tényező és a ψ nyomásszám görög betű jele azonos, de tartalmilag e mennyiségek teljesen függetlenek egymástól. Az η_v volumetrikus hatásfok definíciója az 5. fejezetben szerepel.

Ventilátorok esetén szokás a $\frac{c_{2m}}{u_2}$ hányadost is mennyiségi számként használni.

A dimenziós mennyiségek $\frac{u_2^2}{2g}$; $\frac{D_2^2 \pi \cdot u_2}{4}$ **hosszúság** és **időskálát** tartalmaznak, hiszen

$$u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n,$$

$$D_2 \rightarrow \text{hosszúság},$$

$$n \rightarrow \frac{1}{\text{idő}}.$$

Szokás ennek alapján is dimenziótlanítani:

$$\psi_{n,D} = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D_2^2} = \frac{Y}{n^2 \cdot D_2^2} = \frac{\Delta p_{\bar{o}}}{\rho \cdot n^2 \cdot D_2^2} \quad (4.9)$$

$$\varphi_{n,D} = \frac{Q}{n \cdot D_2^3}, \text{ ezekkel a teljesítményszám:} \quad (4.10)$$

$$\lambda_{n,D} = \frac{P_{\bar{o}}}{\rho \cdot n^3 \cdot D_2^5} = \frac{P}{\eta \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D_2^5} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta \cdot \rho \cdot n^3 \cdot D_2^5} = \frac{\varphi_{n,D} \cdot \psi_{n,D}}{\eta}. \quad (4.11)$$

A λ perdületapadási tényező és a fenti teljesítménytényező eltérő fogalmak!
Végül a nyomatéki szám:

$$\varepsilon_{n,D} = \frac{M_{teng.}}{\rho \cdot n^2 \cdot D_2^5}. \quad (4.12)$$

Leszűrhető tapasztalatok: Q , illetve H növelése elérhető n növelésével adott áramlástechnikai gép esetén, illetve D_2 (méret) növelésével adott geometriai kialakítás esetén. A szilárdsági problémákra azonban tekintettel kell lenni.

$M_t \approx n^2$ tengelyszilárdság!

$$M_t \approx D_2^5 \approx d_{teng}^5. \quad K \approx d_{teng}^3 \text{ (keresztmetszeti tényező)}. \quad \tau_{csavarási} = \frac{M_t}{K} \approx d_{teng}^2 \approx D_2^2,$$

tengelyszilárdság!

A geometriai kialakítást kell változtatni, a tengelyátmérőt, agyátmérőt növelni kell.

4.2 A dimenziólanítás eredményei. Affinitás

$H \approx n^2, Q \approx n$ miatt egy n_1 fordulatszám mellett mért áramlástechnikai gép jelleggörbe, egy másik n_2 fordulatszámra átszámítható:

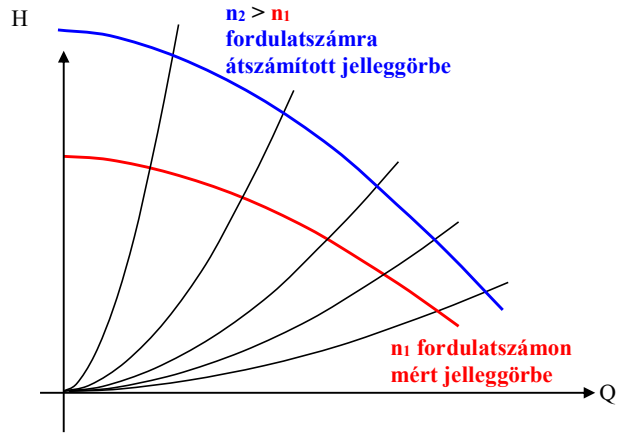
$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2, \quad (4.13)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}, \quad \text{a két képlet alapján nyilván } \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \text{ is igaz.} \quad (4.14)$$

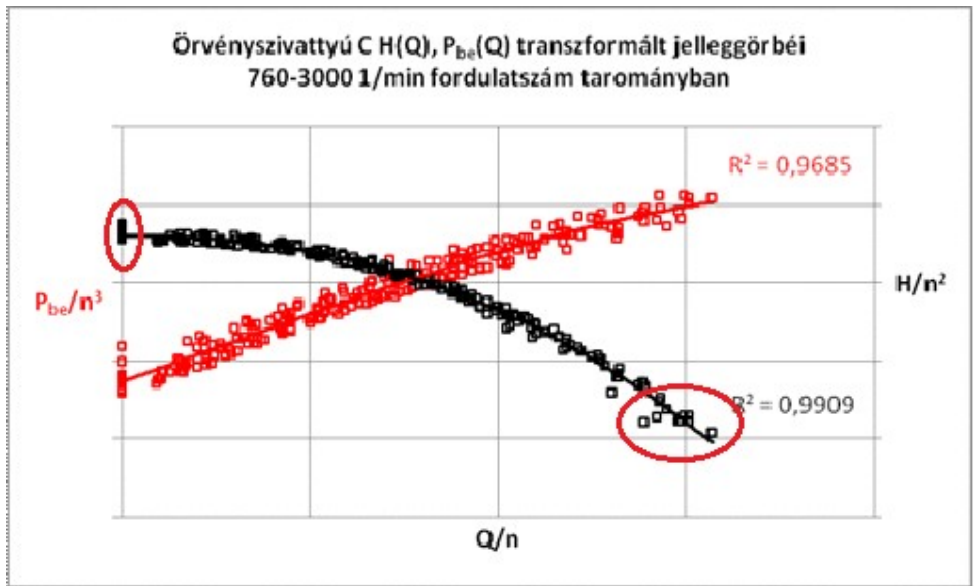
Behelyettesítés után:

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \Rightarrow H = \left(\frac{H_1}{Q_1^2} \right) \cdot Q^2 \quad (4.15)$$

alakú másodfokú parabola – úgynevezett affín parabola – egyenlete adódik. Az összetartozó két jelleggörbe pontpárjai tehát egy **origón átmenő másodfokú parabolán fekszenek**. A **csővezeték jelleggörbe általában** nem megy át az origón, így az **nem affín parabola**, kivétel a keringető rendszer és jó közelítéssel a ventilátorral táplált szellőztető rendszerek jelleggörbéje.



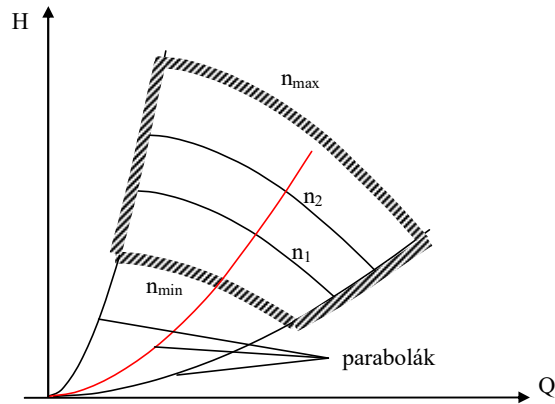
4.2a. ábra
 Örvényszivattyú H(Q) jelleggörbéi két eltérő fordulatszámon



4.2b. ábra
 Az **affinitás** szemléltetése:
 a HDR Laboratóriumban található „Örvényszivattyú C” transzformált jelleggörbéi széles fordulatszám tartományban

Egy $n_2 = \text{áll.}$ fordulatszámon végzett mérés azt mutatja, hogy a számítás a jelleggörbe végei felé nem ad helyes eredményt (ld. 4.2b ábra transzformált mérési pontjait a görbe jobboldali végén, illetve a $Q/n = 0$ metszetben). A korábban tárgyalt szilárdsági probléma miatt $n_2 < n_{max}$ lehet csak, ez felső korlát végül egy $n_2 > n_{min}$ alsó határ is kiadódik az affinitás képleteinek alkalmazhatóságára (Az $n = 600/\text{min}$ fordulatszámon mért jelleggörbe transzformáltja már nem esik a 4.2b ábra trendvonalának közelébe. Ennek oka, hogy a Reynolds szám $Re = \frac{D_2^2 \cdot n}{\nu}$, n csökken $\rightarrow Re$ csökken, változik az áramlás jellege, amit az egyszerű elmélet nem tud figyelembe venni.)

Affinitás – átszámítási szabályok – alkalmazhatósági tartománya a $H(Q)$ diagramban az alábbi ábrán látszik



4.3. ábra Az affinitás alkalmazhatósági tartománya

A baloldali és a jobboldali határoló parabolán kívül a belépő sebességi háromszög oly mértékben torzul a tervezetthez képest, hogy a transzformált jelleggörbék nem esnek egy görbére (ld. a 4.2.b ábra körülkerített pontjait!)

A tartományon belül egy (4.15) egyenletű parabola pontjai között érvényesek a (4.13) (4.14) átszámítási szabályok. (Logaritmikus léptékű diagram papíron, a parabolák kiegyenesednek.)

4.3 A dimenziótlantás eredményei. Fordulatszám és átmérő tényező, jellemző fordulatszám

ψ és φ (4.5) és (4.8) képletében ugyanaz a két lépték – D_2 és u_2 – szerepel. Egyikük kiküszöbölhető, akkor egy-egy új összefüggés adódik amelynek során vagy a geometriai alakot (ha D_2 -t tüntetjük el) vagy a fordulatszámot, ill. u_2 -t (ha azt tüntetjük el) tartjuk állandónak.

$$\varphi = \frac{4 \cdot Q}{D_2^2 \cdot \pi \cdot u_2}, \quad \psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2}.$$

$$\varphi^{\frac{1}{2}} = \frac{2 \cdot \sqrt{Q}}{D_2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{u_2}}, \quad \psi^{\frac{1}{4}} = \frac{\sqrt[4]{2 \cdot g \cdot H}}{\sqrt{u_2}}.$$

Átmérőtényező (az u_2 -t „tüntetjük el”):

$$\delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} = \frac{\sqrt[4]{2 \cdot g \cdot H} \cdot D_2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{u_2}}{\sqrt{u_2} \cdot 2 \cdot \sqrt{Q}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2^{\frac{3}{4}}} \cdot D_2 \cdot \frac{\sqrt[4]{g \cdot H}}{\sqrt{Q}}. \quad (4.16)$$

Ventilátorok esetén $\sqrt[4]{g \cdot H}$ helyett $\sqrt[4]{\frac{\Delta p_{\delta}}{\rho}}$ írandó.

Fordulatszám tényező (a D_2 -t „tüntetjük el”):

$$\sigma = \frac{\varphi^2}{\left(\psi^{\frac{1}{4}}\right)^3} = \frac{2 \cdot \sqrt{Q}}{D_2 \cdot \sqrt{\pi} \cdot \sqrt{u_2}} \cdot \frac{u_2 \cdot \sqrt{u_2}}{(2g)^{\frac{3}{4}} \cdot H^{\frac{3}{4}}} = \frac{\sqrt[4]{2}}{\sqrt{\pi}} \cdot \pi \cdot \frac{\sqrt{Q} \cdot n}{(g \cdot H)^{\frac{3}{4}}} = \sqrt[4]{2} \cdot \sqrt{\pi} \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{(g \cdot H)^{\frac{3}{4}}}, \quad (4.17)$$

itt kihasználtuk, hogy $\frac{u_2}{D_2} = \pi \cdot n$.

δ és σ dimenziótlán tényező.
 σ helyett szokás azonban az

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4.18)$$

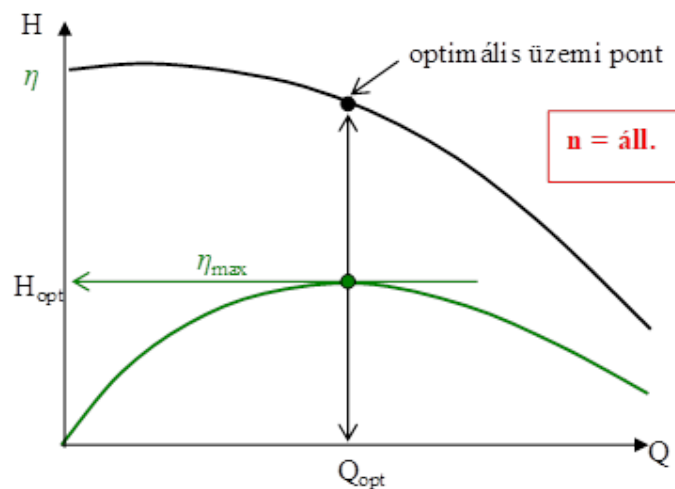
ún. jellemző fordulatszám definíció (n 1/min-ben írandó), így nincs benne a $\frac{\sqrt[4]{2} \cdot \sqrt{\pi}}{60 \cdot g^{\frac{3}{4}}} = \frac{1}{157,8}$

értékű és nem dimenziótlán szorzószám.

Jellemző átmérő:

$$D_q = D_2 \cdot \frac{\sqrt[4]{H}}{\sqrt{Q}} \quad (\text{ritkán használják}). \quad (4.19)$$

Míg φ , ψ bármelyik jelleggörbe pontban kiszámítható, addig δ , σ , n_q számításakor csak az áramlástechnikai gépek legjobb hatásfokú, ún. optimális pontjának adatait használjuk, mert a gépre így kapunk egyértelműen jellemző értéket.



4.4. ábra Optimális a legjobb hatásfokú üzemi pont

Tehát a jellemző fordulatszám definíciója egy fokozatra:

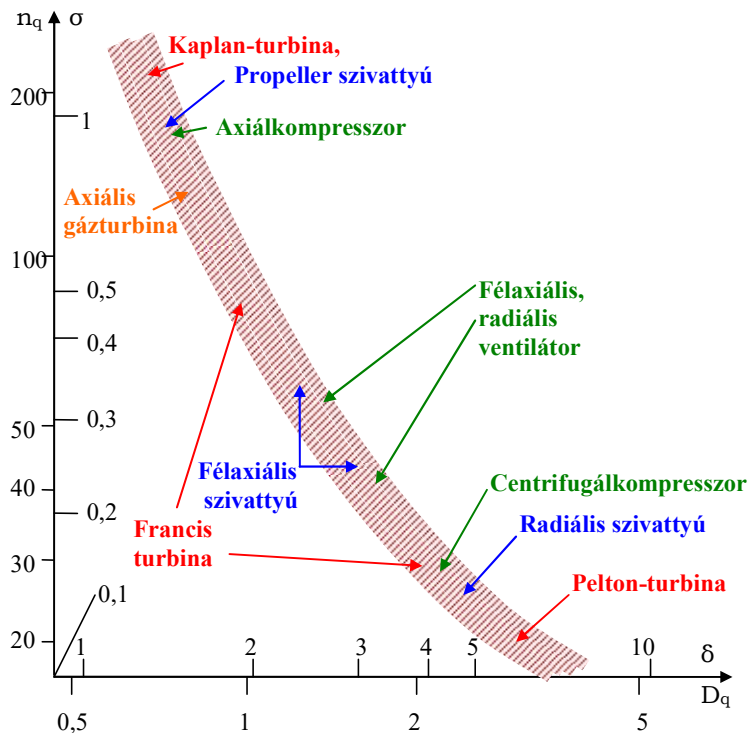
$$n_q = \frac{n \left[\frac{1}{\text{min}} \right] \cdot \sqrt{Q_{opt} \left[\frac{m^3}{s} \right]}}{\left(H_{opt} [m] \right)^{\frac{3}{4}}} \quad (4.20)$$

A mértékegységek – mert n_q nem dimenziótlan – kötelezőek.

A fordulatszám tényezőt ventilátorok esetén az eredeti formában szokás használni.

$$\sigma_{opt} = \sqrt[4]{2} \cdot \sqrt{\pi} \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{\left(\frac{\Delta p_{\delta, opt}}{\rho} \right)^{\frac{3}{4}}} \quad \text{és pl. SI alap mértékegységeket kell használni.} \quad (4.21)$$

Amennyiben a $\sigma_{opt} - \delta_{opt}$ függvénykapcsolatot diagramban ábrázoljuk – logaritmikusan – az áramlástechnikai gépek legkülönbözőbb típusaira (szivattyú, ventilátor, kompresszor, gázturbina, vízturbina) a jó gépek pontjai viszonylag szűk sávban helyezkednek el.



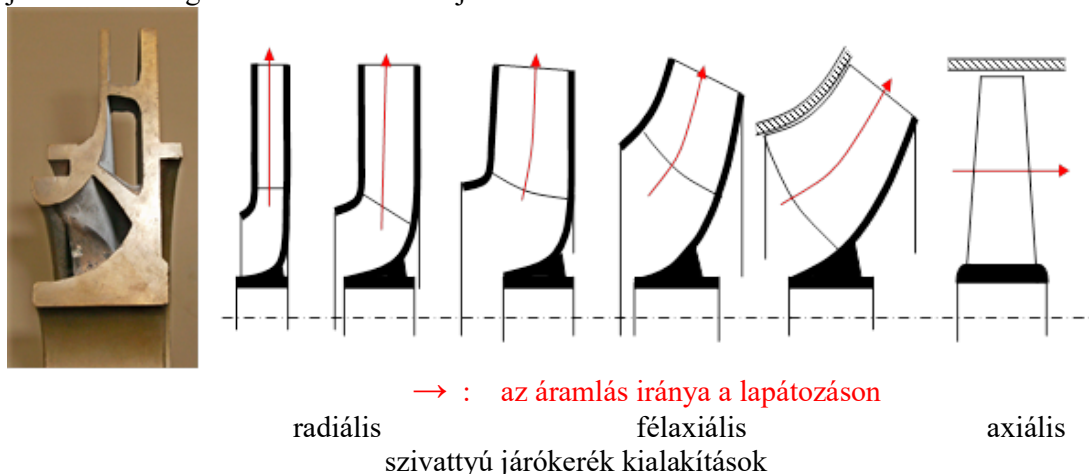
4.5. ábra Cordier – diagram

Mint a Cordier-diagramból látszik, a kis n_q értékű gépek radiális (centrifugális) átömlésűek nemcsak szivattyúk, hanem ventilátorok, kompresszorok, gáz- és vízturbinák esetén is, a nagy n_q -jú gépek pedig axiális átömlésű járókerékkel bírnak. (n_q egy fokozat jellemzője!)

A következőkben szó lesz e gépfajták járókerékéről, energiaátalakításáról, sebességi háromszögeiről, jelleggörbéiről.

Fontos, hogy az n_q, σ számításakor többlépcsős (egy tengelyen több járókerékű) gép esetén **egy járókerék** fajlagos munkáját kell figyelembe venni.

Az n_q jellemző fordulatszámot típusjellemzőként használjuk. Például szivattyúk járókerékének geometriai kialakítása jellemezhető:

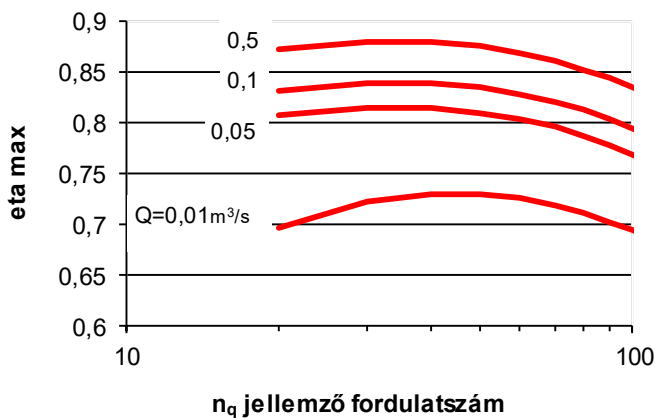


4.6. ábra Tipikus járókerék alakok

Balról jobbra a jellemző fordulatszám $n_q \approx 25, 18, 25, 35, 50, 70, 180$

A 4.6. ábra bal oldalán lévő fénykép egy elmesztett valódi járókerékről készült, így azon nem a lapátok meridián síkba forgatott be- és kilépő éle, hanem két egymást követő lapát metszete látható. A lapátmetszet azért nem párhuzamos a forgástengellyel, mert a lapát – eltérően a 2.1. ábra járókerékének lapátozásától – nem hengerfelület, hanem kétszeresen (térben) görbült.

Az elérhető hatásfok maximum a jó gépek esetén n_q növelésével nő, majd kismértékben csökken, függ a gép nagyságától is (Q térfogatáramtól)



4.7 ábra Elérhető hatásfok maximumok

Radiális, félaxiális átömlésű járókeréket tartalmazó, egyfokozatú szivattyúk által elért maximális hatásfokot az alábbi empirikus összefüggéssel szokták megadni:

$$\eta_{\max} = 0,94 - 0,048 \cdot Q_{\text{opt}}^{-0,32} - 0,29 \cdot \left[\lg \left(\frac{n_q}{44} \right) \right]^2, \quad (4.22)$$

ami rosszabb hatásfokokat ad, mint a 4.7. ábra grafikonjai, mert az empirikus képlet részben több évtizede gyártott, kevésbé korszerű szivattyúk adatait is tartalmazza. A képletből is látható, hogy a hatásfok maximum nemcsak a szivattyú típusától (n_q), hanem annak méretétől (Q , melynek mértékegysége a (4.22) képletben m^3/s) is függ – hiszen az optimális térfogatáram növelésekor nő a gép geometriai mérete is.

$H(Q)$, $P_o(Q)$, $\eta(Q)$ jelleggörbék fontos információt adnak az áramlástechnikai gépekről. n_q változtatásával ezek jellegzetesen különböznek egymástól.

Az n_q jellemző fordulatszám, mint típusjellemző más gép-paraméterek esetén is rendszerező elv, ilyen például a

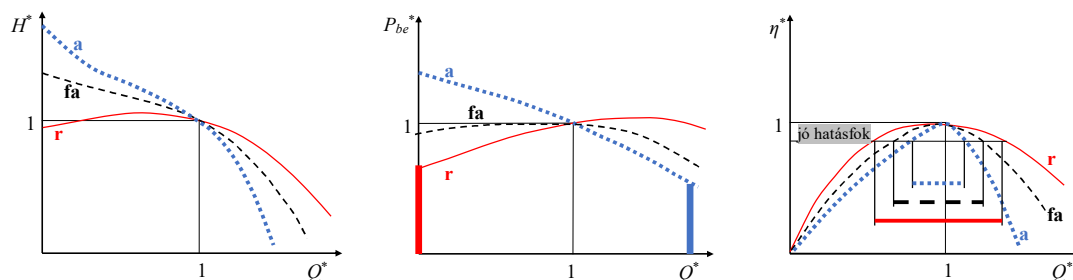
- fajlagos géptömeg (tömeg/névleges teljesítmény) vagy a később tárgyalandó
- szívóképesség.

Áramlástechnikai munkagépek (szivattyúk, ventilátorok, kompresszorok) különféle járókerék típusal készíthetők el. E típusok: radiális, félaxiális, axiális átömlésű járókerék.

A különféle típusú jelleggörbék alakja fajlagos üzemi paraméterek használata esetén hasonlítható össze úgy, hogy az eltérések szembeötlők legyenek. A dimenzió nélküli – továbbiakban *-gal jelölt – fajlagos üzemi paraméterek definiálásához a legjobb hatásfokú (η_{max}) pont üzemi jellemzőivel (Q_{opt} , H_{opt} , $P_{be,opt}$) osztott jellemzőket használják, tehát

$$Q^* = \frac{Q}{Q_{opt}}, \quad H^* = \frac{H}{H_{opt}}, \quad P_{be}^* = \frac{P_{be}}{P_{be,opt}}, \quad \eta^* = \frac{\eta}{\eta_{max}} \quad (4.23)$$

Példaképpen radiális (**r**-jelű), félaxiális (**fa**) és axiális (**a**) átömlésű járókerékkel készült örvényszivattyúk fajlagos üzemi jelleggörbéinek grafikonjait mutatjuk be a 4.2 ábrason. Egy diagramban az azonos üzemi paraméterek szerepelnek a három típusra, tehát $H^*(Q^*)$, $P_{be}^*(Q^*)$ végül $\eta^*(Q^*)$. A grafikonok közös jellemzője, hogy mindannyian áthaladnak az 1-1 ponton, hiszen például $Q^* = 1$, ahol $Q = Q_{opt}$.



4.8 ábra Radiális, félaxiális és axiális átömlésű örvénygépek jelleggörbe alakjai

A baloldali grafikonok közül az **r**-jelű, **radiális** átömlésű gép jelleggörbéjének kis Q^* értékekhez tartozó, emelkedő szakasza az ún. **labilis** jelleggörbe szakasz. Az **a**-jelű, **axiális** gép inflexiós pontjától balra lévő térfogatáram tartomány üzemi szempontból szintén veszélyes lehet lengések kialakulása miatt.

A középső grafikonokon az érdekelni fogja, hogy míg a **radiális** gépek **teljesítmény felvétele** a térfogatáram növekedésével **nő**, addig az **axiális** gépeké **csökken**, a félaxiális (**fa**) gépeknél pedig széles tartományban közel állandó.

A jobboldali grafikonokon a **jó hatásfokú** üzemi tartomány látható. Szembetűnő, hogy míg a **radiális** gépek hatásfoka széles térfogatáram tartományban nagy, addig az **axiális** gépek hatásfoka csak az optimális üzemi pont szűk környezetében marad elfogadható értékű.

Mint a Cordier-diagramból látszik, a kis n_q értékű gépek radiális (centrifugális) átömlésűek nemcsak szivattyúk, hanem ventilátorok, kompresszorok, gáz- és vízturbinák esetén is, a nagy n_q -jú gépek pedig axiális átömlésű járókerékkel bírnak. (n_q egy fokozat jellemzője!) A következőkben e gépfajták járókerékéről, energiaátalakításáról, sebességi háromszögeiről, jelleggörbéiről lesz szó.

4.4 Berendezés szállítómagasság, statikus szállítómagasság, csővezeték jelleggörbe

Jelöljük e -vel a Bernoulli-egyenletben szereplő három tag összegét összenyomhatatlan

(állandó ρ sűrűségű) közeg esetén: $e = \frac{p}{\rho g} + \frac{c^2}{2g} + z$; p a folyadék átlagos nyomása, c a

folyadék átlagsebessége a cső keresztmetszetében, z a vizsgált keresztmetszet geodetikus magassága. Egy szivattyús berendezés **szívótér**ből (kút, medence, folyó, stb.), **szívócső**ből, **nyomócső**ből és nyomóoldali **folyadéktér**ből (tartály, medence, víztorony, stb.) áll (ld. a 4.9. ábrát). A berendezés a szívótértől a nyomótérig tart. A szivattyú a szívó- és nyomócső között helyezkedik el. A szívócső eleje az **I**, a szívócső vége, ami azonos a szivattyú szívócsonkjával az **I**, a nyomócsonk, ami azonos a nyomócső elejével a **II**, a nyomócső vége a **2** jelű pont. A Bernoulli összegeket ezekkel az indexekkel látjuk el: $e_1 = e_1$; e_1 ; e_{II} ; e_2 .

Bernoulli egyenlet a szívócsőre:

$$e_{I'} = e_1 = e_1 + h'_{szívócső} \quad (4.24)$$

Bernoulli egyenlet a nyomócsőre:

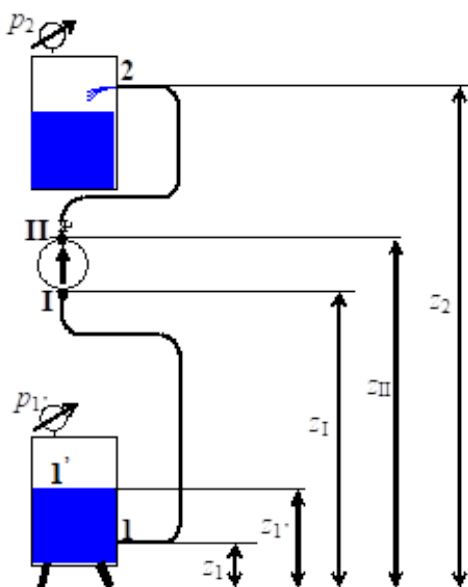
$$e_{II} = e_2 + h'_{nyomócső} \quad (4.25)$$

A **berendezés H_{ber} szállítómagassága** a Bernoulli összeg növekménye a berendezés eleje és vége között:

$$H_{ber} = e_2 - e_1 \quad (4.26)$$

A **szivattyú H szállítómagassága** a Bernoulli összeg növekménye a szivattyú szívócsonkjától a nyomócsonkjáig:

$$H = e_{II} - e_1 \quad (4.27)$$



4.9. ábra Berendezésbe épített szivattyú

Az utóbbi egyenletbe behelyettesítve a szívó- és nyomócsonk Bernoulli összegeit a (4.24) és (4.25) képletből:

$$H = (e_2 + h'_{nyomócső}) - (e_1 - h'_{szívócső}) = e_2 - e_1 + \sum h' = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + z_2 - \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) + \sum h'. \quad (4.28)$$

A berendezés szállítómagasságából a berendezésből távozó folyadék mozgási energiáját, az úgynevezett **kilépési veszteséget** kivonva kapjuk a H_{st} **statikus szállítómagasságot**:

$$H_{st} = H_{ber} - \frac{c_2^2}{2g} \quad (4.29)$$

A statikus név arra utal, hogy a H_{st} értékét csupán nyomások és magasságok határozzák meg, sebességek (miután az 1 pontról áttértünk 1'-re) nem szerepelnek benne; $H_{st} < H_{ber} < H$.

A (4.28) képletből kiemelve a folyadék sebességét, tehát a berendezésen átáramló Q térfogatáramot – mivel a veszteségek és a mozgási energia a sebesség négyzetével arányosak – azt kapjuk, hogy az úgynevezett **csővezeték jelleggörbe** egyenlete

$$H = H_{st} + B|Q|Q, \quad (4.30)$$

ahol B egy a veszteségtényezőktől függő állandó. A csővezeték jelleggörbéjének grafikonja egy az ordinátatengelyt H_{st} magasságban metsző és e metszéspontra tükrösen szimmetrikus másodfokú paraboláivekből összeillesztett monoton növekvő folytonos vonal (ld. a 9.1 ábra).

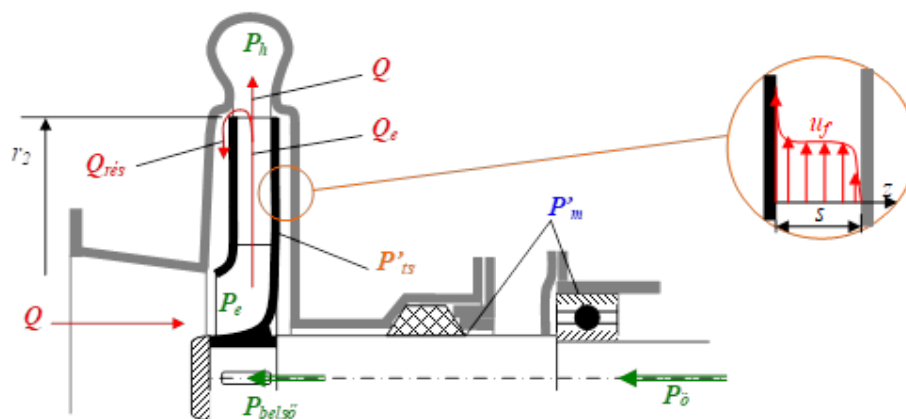
5. Szivattyúk teljesítmény, veszteség, hatásfok definíciói

Az áramlástechnikai gépek leggyakoribb típusa a szivattyú, azon belül pedig a legnagyobb számban radiális átömlésű szivattyúk vannak használatban. Ezért egy radiális átömlésű (centrifugál) szivattyú példáján érdemes végiggondolni, hogyan csökken a teljesítmény a tengelyen a motor felől bevezetett értékről a távozó folyadékkal továbbvitt hasznos teljesítményig.

A következő négy teljesítményt definiáljuk:

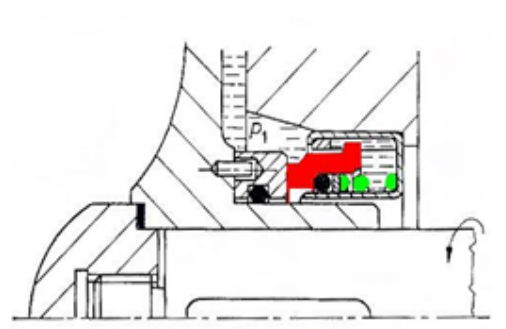
- P_{δ} összes bevezetett teljesítmény; $P_{\delta} = M \cdot \omega$
- $P_{belső}$ belső teljesítmény, ez adódik tovább a csapágyazás és tömítés után a tengelycsapról a járókerékre
- P_e elméleti teljesítmény, a járókerék „aktív”, folyadékot szállító része által a folyadéknak átadott teljesítmény
- P_h hasznos teljesítmény, amit a folyadék a szivattyúból magával visz.

Az 5.1 ábrán ezeket a teljesítményeket **zöld** színnel – és amennyiben tengelyteljesítmények, nyíllal – jelöltük.



5.1.a ábra

Térfogatáramok, teljesítmények, veszteségek



5.1.b ábra Axiális csúszógyűrűs tömítés

A veszteségek négy csoportba sorolhatók:

- mechanikai,
- tárcsasúrlódási,
- hidraulikai,
- volumetrikus

veszteségeket különböztetnek meg.

A P'_m **mechanikai veszteségek** a csapágyakban és a tömítésekben keletkeznek, értékük korszerű szivattyúk esetén a tengelyen bevezetett összes teljesítmény 1-2 %-ánál nem nagyobb.

A **hidraulikai veszteségek** a 3. fejezet végén már elemeztük. Értékük az összes teljesítmény 10-15 %-át is eléri a legjobb hatásfokú pontban.

A P'_{ts} **tárcsasúrlódási veszteségek** oka az 5.1 ábra jobb oldalán látható kinagyított sebességeloszlás a forgó járókerék külső falfelülete és a járókereket körülvevő ház belső felülete közötti résben. Mivel a járókerék ω szögsebességgel forog, vele szemben pedig a ház áll, így a résben a viszkózus folyadék u_f keringési sebessége a járókerék tengelyével párhuzamos z koordináta irányában csökken. A két szilárd fal közelében egy-egy határréteg

alakul ki, ha a rés széles és e rés belsejében a folyadék $u_f \approx \frac{r\omega}{2}$ sebességgel kering. Newton

csúsztatófeszültségre vonatkozó képlete szerint $\tau = \mu \frac{du_f}{dz} \Big|_{z=0}$. Ennek a csúsztató feszültségnek

a járókerék hátlap, illetve előlap felületegységével való szorzata egy tárcsasúrlódási elemi erőt ad, aminek a forgástengelyre vett nyomatéka az elemi nyomaték:

$$dM_{ts} = r \cdot dF_{ts} = r \cdot \tau \cdot 2r\pi dr = r \cdot \mu \frac{du_f}{dz} \Big|_{z=0} \cdot 2r\pi dr.$$

A hátlap menti sebességeloszlás deriváltja az 5.1 ábra alapján egyenesen arányos a járókerék kerületi sebességével, $r \cdot \omega$ -val és fordítottan arányos a járókerék és hátlap közötti s

távolsággal, azaz $\frac{du_f}{dz} \Big|_{z=0} \approx \frac{r \cdot \omega}{s}$. A tárcsasúrlódási teljesítmény veszteség nagyobbik

hányada a járókerék hátlapjának külső felületeire integrált nyomaték és a járókerék ω szögsebességének szorzata:

$$P_{ts, \text{hátlap}} \approx \omega \cdot \int_{r_a}^{r_2} 2\pi\mu \cdot \frac{r\omega}{s} \cdot r^2 dr = \frac{2\pi\mu\omega^2}{s} \cdot \int_{r_a}^{r_2} r^3 dr \approx \frac{\mu\omega^2 D_2^4}{s} = \frac{\mu\omega^2 D_2^3}{s / D_2}, \quad (5.1)$$

mert az integrál felső határa a járókerék sugara, ami a D_2 járókerék átmérő fele és $r_a/r_2 \ll 1$. Viszonylag szűk rés (kis s/D_2), nagy átmérő, nagy fordulatszám és viszkózus folyadék jelentős tárcsasúrlódási veszteséget okoz. A tárcsasúrlódási teljesítmény veszteség kis n_q jellemző fordulatszámú keskeny radiális szivattyúk ($n_q \approx 20$) esetén eléri az összes teljesítmény 5% -át, félaxiális szivattyúknál mindössze 2 %.

A **volumetrikus veszteség** elkerülhetetlen, mivel a járókerék és a ház között réseknek kell lenniük, hogy a járókerék szabadon foroghasson és a járókerék által létrehozott nyomásnövekedés e réseken a folyadék egy hányadát, a $Q_{rés}$ térfogatáramot az 5.1 ábra szerint visszakeringeti. A szivattyú tehát a járókerék Q_e térfogatáramánál kisebb Q térfogatáramot szállít. A volumetrikus veszteség értéke az összes teljesítmény mindössze 1-2 %-a.

Az eddigi eredmények képletekbe foglalhatók (ld. 5.1 ábrát is):

$$P_{belső} = P_{\delta} - P'_m, \quad (5.2)$$

$$P_e = P_{bels\ddot{o}} - P'_{ts} = Q_e \cdot \rho \cdot g \cdot H_e, \quad (5.3)$$

$$Q_e \rho g H_e = (Q + Q_{r\acute{e}s}) \rho g H_e = Q \rho g (H + h') + Q_{r\acute{e}s} \rho g H_e = Q \rho g H + Q \rho g h' + Q_{r\acute{e}s} \rho g H_e,$$

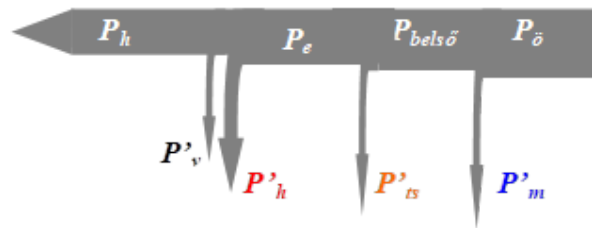
Az egyenlet jobboldalának első tagja a P hasznos teljesítmény, második tagja a hidraulikai teljesítmény veszteség, harmadik tagja a volumetrikus teljesítmény veszteség:

$$P = Q \rho g H, \quad (5.4)$$

$$P'_h = Q \rho g h' \quad (5.5)$$

$$P'_v = Q_{r\acute{e}s} \rho g H_e \quad (5.6)$$

A teljesítmény átadás, illetve a veszteségek ábrája felrajzolható:



5.2 ábra Teljesítmény szalag

A teljesítmények hányadosaként definiálhatók a részfolyamatra jellemző hatásfokok, illetve a tárcsasúrlódási veszteségtényező:

A mechanikai hatásfok:
$$\eta_m = \frac{P_{bels\ddot{o}}}{P_\ddot{o}} \quad (5.7)$$

A tárcsasúrlódási veszteségtényező:
$$v_{ts} = \frac{P'_{ts}}{P_{bels\ddot{o}}} \quad (5.8)$$

A szivattyú hatásfok
$$\eta = \frac{P_h}{P_\ddot{o}}, \quad (5.9)$$

ami továbbalakítható a tört bővítésével és a folyadék teljesítmények szorzatként való felírásával.

$$\eta = \frac{P_h}{P_\ddot{o}} = \frac{P_h}{P_e} \frac{P_e}{P_{bels\ddot{o}}} \frac{P_{bels\ddot{o}}}{P_\ddot{o}} = \frac{Q \rho g H}{Q_e \rho g H_e} (1 - v_{ts}) \eta_m = \frac{Q}{Q_e} \frac{H}{H_e} (1 - v_{ts}) \eta_m = \eta_v \eta_h (1 - v_{ts}) \eta_m. \quad (5.10)$$

Itt két újabb definíciót vezettünk be:

Az η_v volumetrikus hatásfok nem teljesítmények, hanem térfogatáramok viszonya, annál nagyobb, mennél kisebb a $Q_{r\acute{e}s}$ résveszteség.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_e}. \quad (5.11)$$

Az η_h hidraulikai hatásfok pedig szállítómagasságok hányadosa, annál jobb a hidraulikai hatásfok, mennél kisebbek a hidraulikai veszteségek (ld. a 3. fejezet végén):

$$\eta_h = \frac{H}{H_e}. \quad (5.12)$$

Természetesen teljesítmények segítségével is felírható e két utóbbi hatásfok, ha figyelembe vesszük, hogy

$$Q = Q_e - Q_r, \quad (5.13)$$

illetve

$$H_e = H + h'. \quad (5.14)$$

Valóban:

$$\eta_v = \frac{P_e - P_v'}{P_e} = \frac{Q_e \rho g H_e - Q_r \rho g H_e}{Q_e \rho g H_e} = \frac{Q_e - Q_r}{Q_e} = \frac{Q}{Q_e},$$

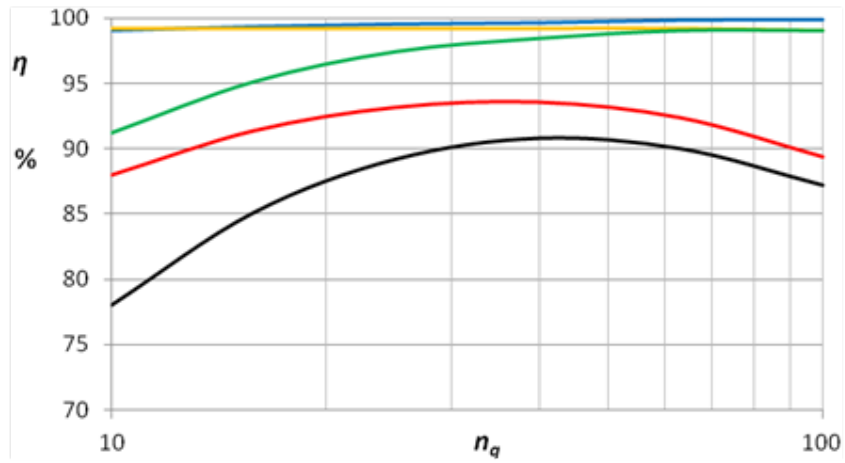
illetve

$$\eta_h = \frac{P}{P + P_h'} = \frac{Q \rho g H}{Q \rho g H + Q \rho g h'} = \frac{H}{H + h'} = \frac{H}{H_e}.$$

Az egyes hatásfokok, illetve a tárcsasúrlódási veszteségtényező nagyságrendje egy nagyobb méretű, néhányszor 10 kW teljesítményfelvételű szivattyúra:

η_m	= 98-99 %
$1 - v_{ts}$	= 92-98%
η_v	= 98-99 %
η_h	= 88-93 %
η	= 78-91 %

Kisebb szivattyúk esetén a hatásfokok rosszabbak (ld. 4.22. képletet és a 4.7 ábrát).



5.3. ábra Korszerű, $Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ névleges térfogatáramú csigaházaz szivattyú részhatásfokaia jellemző fordulatszám függvényében (Bernd Stoffel nyomán)

összhatásfok

hidraulikai hatásfok

1-tárcsasúrlódási veszteségtényező

mechanikai hatásfok

volumetrikus hatásfok

6. Áramlástechnikai gépek forgó részeire ható erők

Az erők, mint vektorok iránya lehet:

- radiális
- axiális

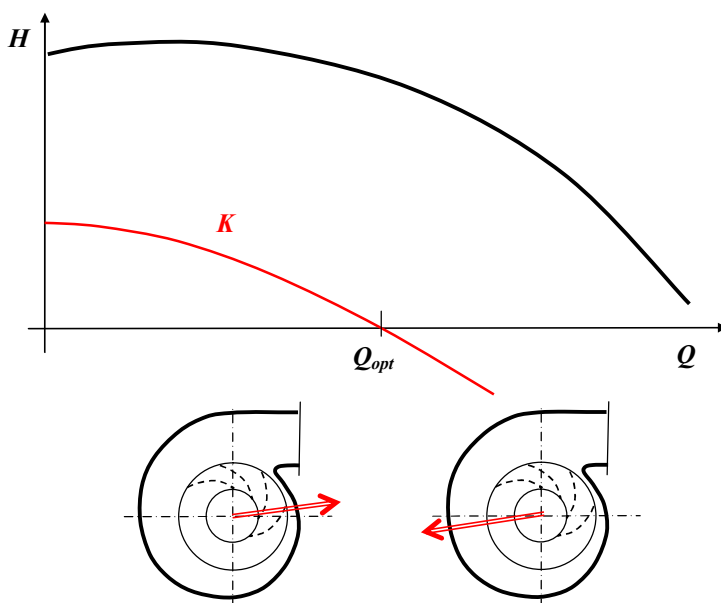
6.1 Radiális erők

Csigaházazás gép esetén a *tervezési pontban* helyes tervezés esetén a járókerék kilépő palástja mentén a nyomás állandó, így erő abból nem hat. A Q_{opt} tervezési térfogatáramtól eltérő Q térfogatáram esetén F_r nagyságú nyomáseloszlásból ébredő radiális erő terheli a tengelyt.

$$F_R = K \cdot \text{nyomás} \cdot \text{felület} = K \cdot p \cdot A = K \cdot \rho g H \cdot D_2 b_{2k}, \quad (6.1)$$

itt a $\rho g H$ szorzat a járókereket körülvevő szivattyú házrészbeli p nyomással arányos, b_{2k} a járókerék külső szélessége, a $D_2 b_{2k}$ szorzat pedig az A vonatkoztatási felület. Tapasztalatok szerint a K arányossági tényező jó közelítéssel

$$K = 0,36 \cdot \left\{ 1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right\}. \quad (6.2)$$

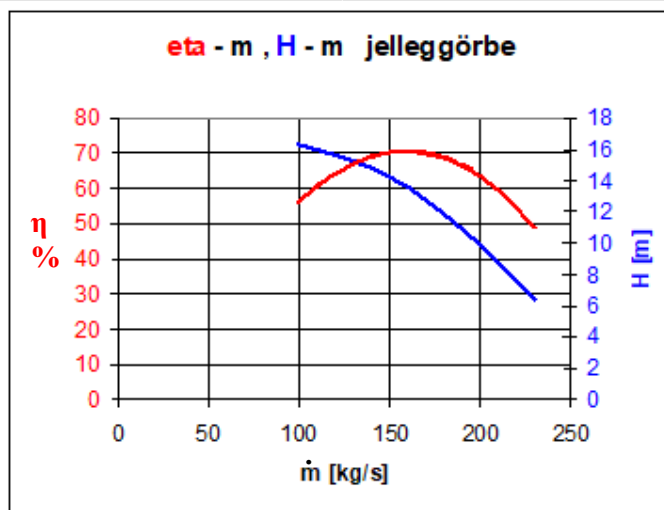
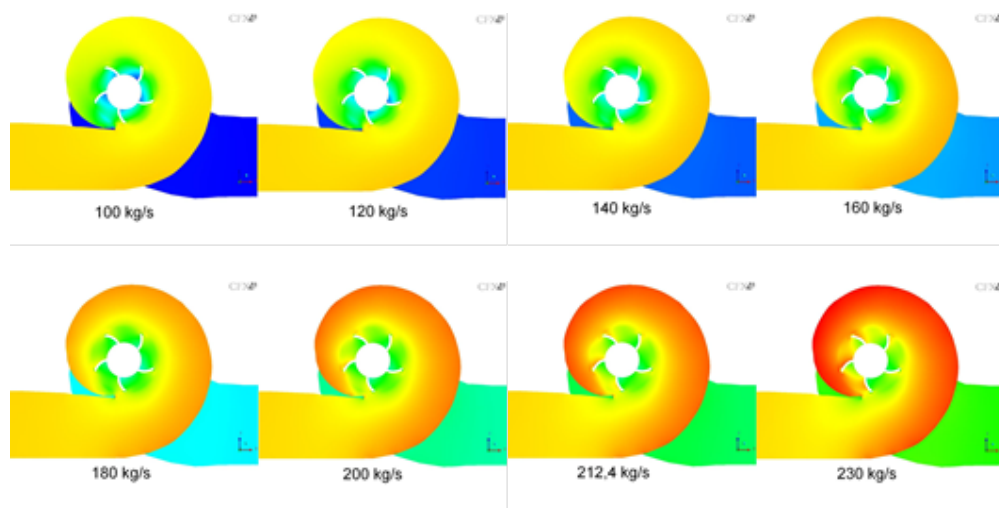


6.1 ábra: A radiális erő iránya, a K radiális erőtényező

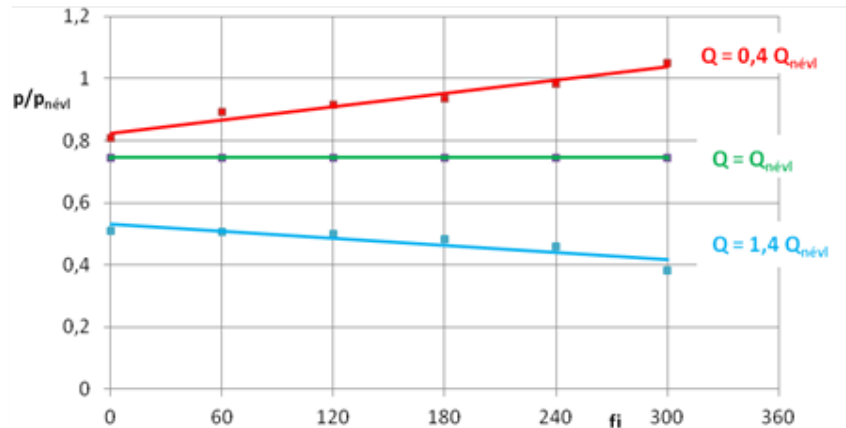
A radiális erő iránya változik. Részterhelésnél a csigaház legszűkebb keresztmetszeténél lévő úgynevezett sarkantyúval $40-80^\circ$ szöget zár be, túlterhelésnél ellenkező irányú lesz, ezt mutatják a nyilak a grafikon alatt a Q_{opt} térfogatáramtól balra, illetve jobbra.

Ennek oka az, hogy a kis térfogatáramoknál túlságosan bő a csigaház, így abban a járókerékből kilépő folyadék a kerület mentén egyre lassabban áramlik, tehát a Bernoulli egyenlet szerint a nyomás kerület irányban nő. Nagy térfogatáramoknál a helyzet fordított, több folyadék lép ki a járókerékből, mint amire a csigaház keresztmetszetét tervezték, a folyadéknak gyorsulnia kell, ami csak a nyomás csökkenése esetén lehetséges.

Az alábbi numerikus áramlási (CFD) szoftverrel készült ábrán ez jól látszik. A szivattyú optimális – tervezési – tömegárama 160 kg/s. Ez a felső képsorhoz tartozó jobboldali ábra paramétere. Ekkor a csigaházban a nyomáeloszlás teljesen egyenletes, mutatja a sárga szín. Rész tömegáramnál, például 100 kg/s-nál a csigaház sarkantyú felőli bal alsó sarkában a szín zöld, ott tehát a nyomás kisebb, mint e hellyel átellenben. Az eredő erő a 6.1 ábra baloldali nyílja szerinti. A tervezett tömegáramnál nagyobb, például 230 kg/s esetén az alsó ábrásor jobboldali képe mutatja a nyomáeloszlást, melynek eredője jobbra mutat, hiszen a járókerék baloldalán még nagy a nyomás (piros szín), míg a jobboldalon közvetlenül a járókerék mellett kisebb (sárga szín). A nyomáeloszlások alatt láthatók a számolt jelleggörbék, melyek mutatják, hogy a legjobb hatásfokú tervezési pontban a tömegáram 160 kg/s.



6.2a ábra: Nyomáeloszlás a csigaházban a szállított tömegáram függvényében $\eta\%$

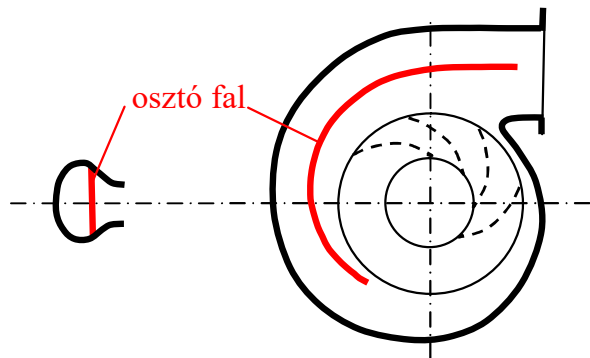


6.2b ábra Nyomáseloszlás a csigaházban **névleges**, névlegesnél **kiseb**b és **nagyobb** térfogatáramnál a sarkantyútól mért ϕ szög függvényében (Stepanoff: „Centrifugal and axial flow pumps” 7.6 ábra nyomán)

Természetesen radiális erőt okoz vízszintes tengelyű gépnél

- a járókerék súlya,
- a kiegyensúlyozatlanság, illetve
- a tengelykapcsoló felőli tengelyvégen az egytengelyűség pontatlan beállítása is.

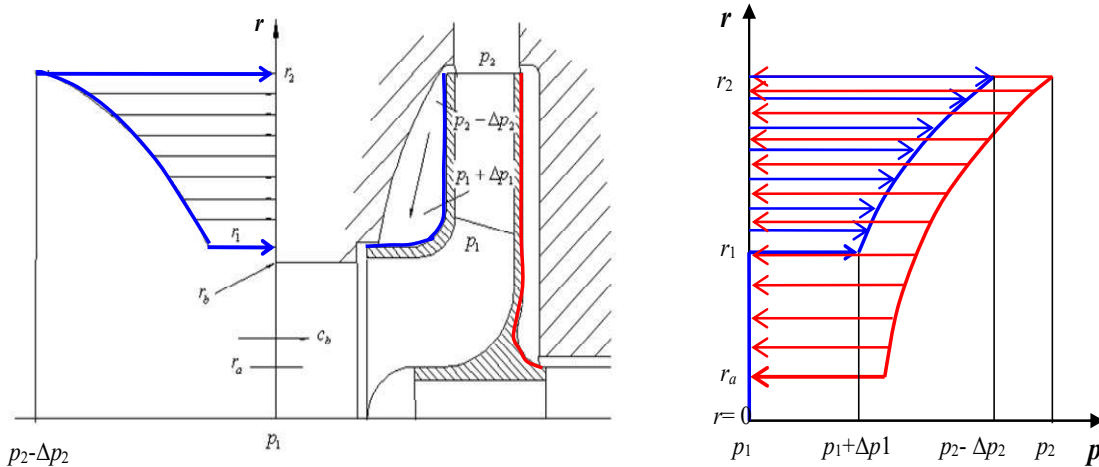
A nyomáseloszlásból adódó F_r radiális erő csökkentése osztott csigaházzal lehetséges, a csigaházat egy az öntvény részét képező **fal** osztja ketté.



6.3 ábra Osztott csigaház tengelymetszete és előlnézete

6.2 Axiális erők

A járókereket körülvevő **folyadék nyomása** radiális-félexiális átömlésű gépekben a járókerék külső oldalaira hat és azon – axiális irányú – eredőerőt okoz.



6.4 ábra Nyomáseloszlás a járókerék külső felületein, a **hátlapon** és az **előlapon**

A járókerék külső fala és a ház között a folyadék ω_f szögsebességgel forog, de a szekunder áramlások sebessége elhanyagolható. Az U centrifugális erőter-potenciállal

$$U = -\frac{r^2 \omega_f^2}{2} \quad (6.3)$$

és a nehézségi erőter hatását elhagyva a hidrosztatika egyenlete erre az esetre :

$$p = -\rho \cdot U + K = \frac{\rho \cdot r^2 \omega_f^2}{2} + K. \quad (6.4)$$

A K állandó a hátlapnál – figyelembe véve, hogy jó tengelytömítés esetén nincs átáramlás a hátlap és a ház között, így nyomásesés sincs, $\Delta p_3 \approx 0$ –:

$$K_h = p_2 - \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \omega_f^2, \quad (6.5)$$

az előlapnál, ahol Δp_2 a nyomásesés a résen:

$$K_e = p_2 - \Delta p_2 - \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \omega_f^2. \quad (6.6)$$

Az előlapnál az r_1 sugáron található résgyűrűben a nyomásesés Δp_1 és $r < r_1$ esetén a nyomás $p_1 = \text{áll}$.

A járókerék két oldalára ható nyomások különbsége tehát:

$$p_h - p_e = K_h - K_e = \Delta p_2, \quad \text{ha } r_1 \leq r \leq r_2, \quad (6.7)$$

illetve ha $r_a \leq r \leq r_1$, akkor

$$p_h - p_e = \frac{\rho}{2} \cdot r^2 \omega_f^2 + K_h - p_1.$$

Behelyettesítve (6.5)-öt kapjuk, hogy:

$$p_h - p_e = \frac{\rho}{2} \cdot r^2 \omega_f^2 + p_2 - \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \omega_f^2 - p_1, \quad \text{ha } r_a \leq r \leq r_1$$

Az ábrából:

$$p_2 - p_1 = \Delta p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \omega_f^2 + \Delta p_1$$

Így:

$$p_h - p_e = \frac{\rho}{2} \cdot r^2 \omega_f^2 - \frac{\rho}{2} \cdot r_2^2 \omega_f^2 + \Delta p_2 + \frac{\rho}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \omega_f^2 + \Delta p_1$$

Egyszerűsítve:

$$p_h - p_e = \frac{\rho}{2} \cdot (r^2 - r_1^2) \omega_f^2 + \Delta p_1 + \Delta p_2, \quad \text{ha } r_a \leq r \leq r_1. \quad (6.8)$$

Az axiális erő nyomáskülönbségből adódó része F_{A1} ,

$$F_{A1} = \int_{r_a}^{r_1} \{p_h - p_e\}(r) \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr. \quad (6.9)$$

Behelyettesítve a (6.7) és a (6.8) nyomáskülönbséget:

$$F_{A1} = \int_{r_a}^{r_1} \left[\Delta p_1 + \frac{\rho}{2} \cdot (r^2 - r_1^2) \omega_f^2 \right] \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr + \int_{r_a}^{r_2} \Delta p_2 \cdot 2 \cdot r \cdot \pi \cdot dr.$$

Az integrálást végrehajtva:

$$F_{A1} = (r_1^2 - r_a^2) \cdot \pi \cdot \left[\Delta p_1 - \frac{\rho}{2} \cdot \omega_f^2 \frac{r_1^2 - r_a^2}{2} \right] + (r_2^2 - r_a^2) \cdot \pi \cdot \Delta p_2. \quad (6.10)$$

F_{A1} a hátlaptól az előlap irányába mutat.

A járókerék tengely külső végére a p_0 légköri nyomás hat és a szivattyú belsejében lévő oldalára pedig a p_1 nyomás (ld. a 6.4 ábra kék vonalát a $0 \leq r \leq r_a$ intervallumban. Gyakran teljesül az, hogy $p_0 \approx p_1$, így magára a tengelyre nem hat számottevő erő nyomáskülönbség miatt. Más azonban a helyzet, ha egy sok MW teljesítményű nyomásfokozó szivattyúról, például erőművi kazán-tápszivattyúról, van szó. Annak szívóoldalán sok bar túlnyomás van, ami jelentősen nagyobb a légköri nyomásnál, a tengely a nagy teljesítmény átvitele miatt nagy átmérőjű. Ilyen esetben nem hanyagolható el a tengelyre ható nyomáskülönbség sem.

Az axiális erő keletkezésének további oka a járókerék beömlő nyílásán axiális irányból érkező **folyadék impulzusának megváltozása**. Radiális kilépésű járókerék esetén az impulzusváltozásból adódó erő:

$$F_{A2} = \rho \cdot r_1^2 \cdot \pi \cdot c_b^2, \quad (6.11)$$

ahol c_b az átlagos beömlési sebesség.

F_{A2} iránya ellentétes F_{A1} irányával, így az eredő – hidraulikai okokra visszavezethető – axiális erő:

$$F_A = F_{A1} - F_{A2} \quad (6.12)$$

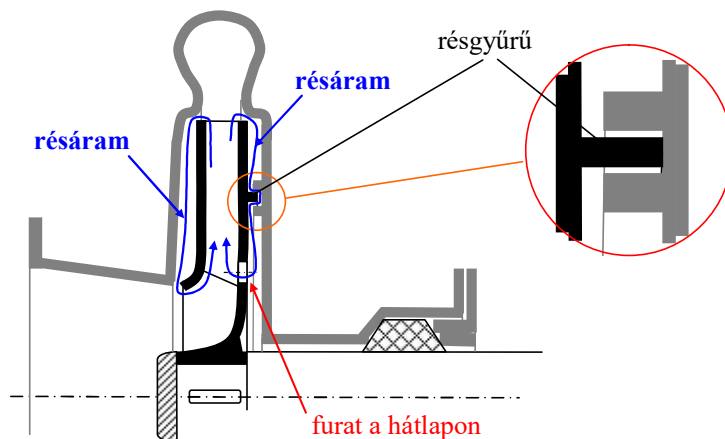
a hátlaptól az előlap irányába mutat.

Axiális erőt okoz még

- függőleges tengelyű gépekben a forgó részek súlya,
- a helytelen tengelybeállítás.

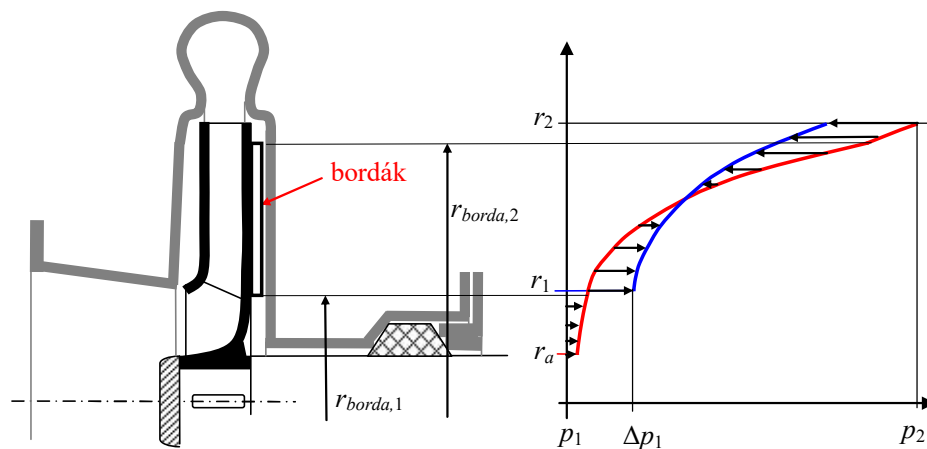
6.2.1 Axiális erő kiegyensúlyozása, illetve csökkentése

Csökkenhető az axiális erő a **hátlap átfúrásával** és egyidejűleg a hátlap mentén résgyűrű alkalmazásával. Így a hátlap mentén Δp_2 -vel azonos Δp_3 nyomásesés jön létre, az átlagos nyomáskülönbség lecsökken.



6.5 ábra Hátlap átfúrása és résgyűrű

A **hátlap bordázásával** (radiális bordák) az érhető el, hogy a hátlap mögötti résben a folyadék átlagos szögsebessége $\omega_f > \omega/2$, míg az előlap mentén $\omega_f = \omega/2$ továbbra is. A nyomáseloszlás ábrája a következőképpen módosul:

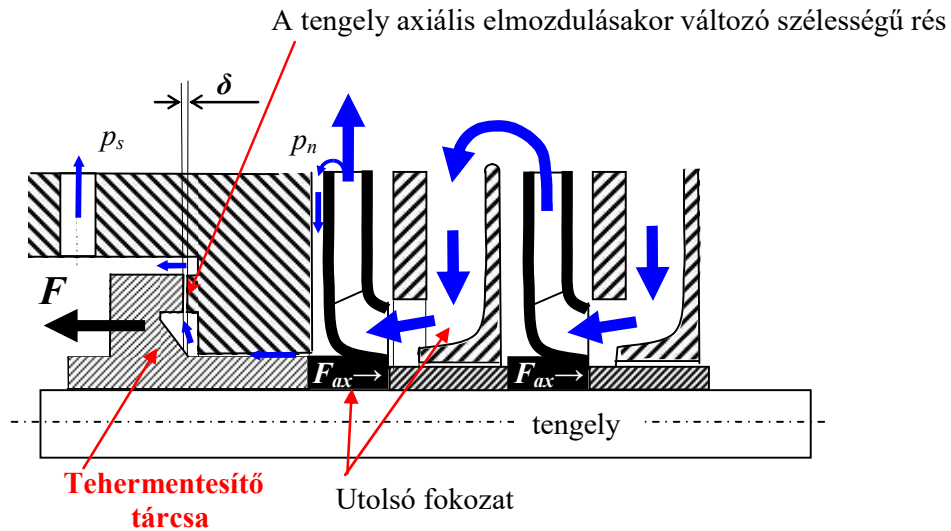


6.6 ábra Hátlap bordázása, a nyomáseloszlás eredője kiegyenlített a két oldalra ható nyomáseloszlás eltérő meredeksége miatt

Mint látható az integrál erősen lecsökken (v.ö.: 6.4. ábra jobboldali grafikonja!)

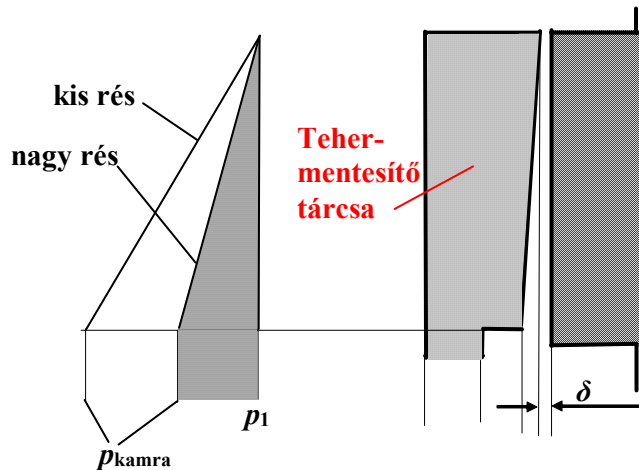
További csökkentési lehetőség többfokozatú gépek esetén **szembefordított járókerék-párok** építése. (Két fokozat esetén iker-járókeréknek nevezik ezt a típust.)

A tengely axiális erő ellenében megtámasztható megfelelő **csapágyazással**, illetve egy speciális megoldással, az önbeálló **tehermentesítő tárcsa** alkalmazásával.



6.7 ábra Tehermentesítő tárcsa. A kék nyilak irányában áramlik a folyadék. A tárcsára F erő hat, ami kiegyensúlyozza a járókerekekre ható F_{ax} axiális erőket

A tengely, a tehermentesítő tárcsa és a járókerekek egy – axiális irányban szabadon elmozduló – egységet képeznek.



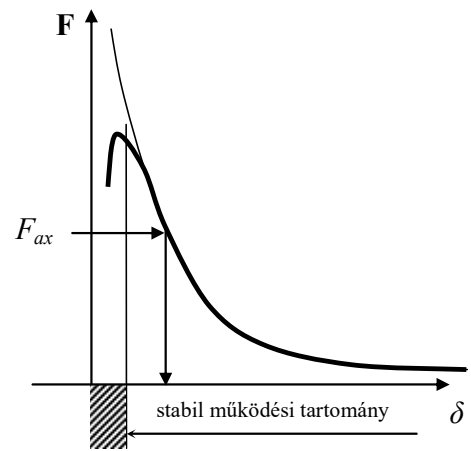
6.8 ábra Nyomásváltozás a tehermentesítő tárcsa melletti részben:

Mint látszik, az axiális erő növekedésével a résméret csökken, de a kis rés esetén a résbeli és kamrabeli nyomás hatására nagyobb visszatérítő erő ébred. Elvben minden axiális erőhöz a megfelelő rés áll be, amelynél a járókerékre, illetve a tárcsára azonos nagyságú, ellentétes értelmű erő hat.

Fontos, hogy:

- a szivattyú forgórésze szabadon elmozdulhasson axiális irányban,
- a tengelyirányú mozgás stabilitása érdekében a tárcsa homlokfelülete enyhén kúpos legyen,

- a tárcsa utáni teret a szívótérrel összekötő vezeték. nem zárható el.

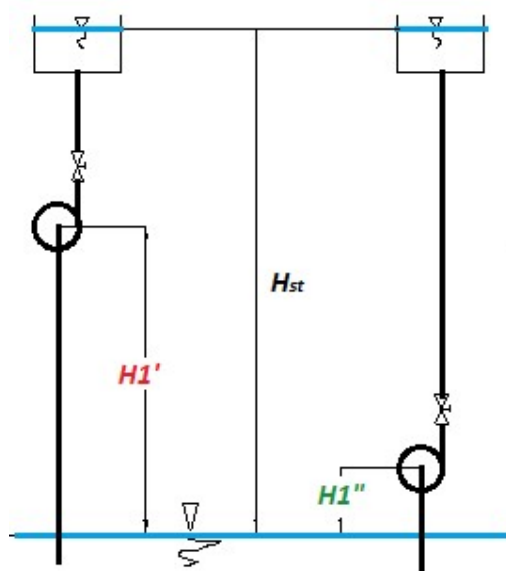


6.9 ábra Tehermentesítő tárcsa üzemi tartománya.
Adott F_{ax} erő esetén a nyíllal jelölt résméret jön létre

7. Kavitáció, szívóképesség, NPSH

Tegyük fel, hogy egy kút és egy víztorony közé két, azonos jelleggörbéjű szivattyút építenek be. A szivattyúk azonos, $H_c = H_{st} + BQ^2$ jelleggörbéjű csővezetékre dolgoznak. Ennek ellenére, ha $H_1' > H_{smeg}$ és $H_1'' < H_{smeg}$, akkor a ' jelű elrendezés zavarmentesen működik, míg a '' jelű elrendezés vagy egyáltalában nem, vagy zaj és rezgések kíséretében működik és esetleg a szivattyú rövid idő alatt tönkre is megy. A jelenség oka a **kavitáció = helyi gőzbuborék képződés** a folyadéktér belsejében, vagy a határoló falak mentén.

Mi a különbség a két elrendezés között?



7.1 ábra: Szivattyú beépítési magasságok

7.1 Bevezetés

Folyadékot szállító csővezeték rendszerekben számos helyen felléphet a kavitáció jelensége, mely tehát a helyi nyomáscsökkenés miattit gőzképződést, majd a gőzbuborékok újbóli kondenzációját jelenti. Ennek során a rendszer elemeiben rezgések és zaj keletkezik. A rezgések tovaterjednek, ami a szerkezet károsodását okozhatja. A rendszer hidraulikai elemei pedig áramlástanilag nem rendeltetésüknek megfelelően működnek. A kavitációnak három fajtáját különböztetik meg

Fizikai kavitációról beszélünk, ha a megjelenő buborékok egyediek, különállónak tekinthetők. A buborékok mérete néhány tíz mikrométer nagyságrendű. A gőzbuborékok a határoló falak repedéseiben, a folyadékkal áramló parányi szennyeződések felületén, illetve a folyadékból kiváló gázbuborékok határán keletkeznek.

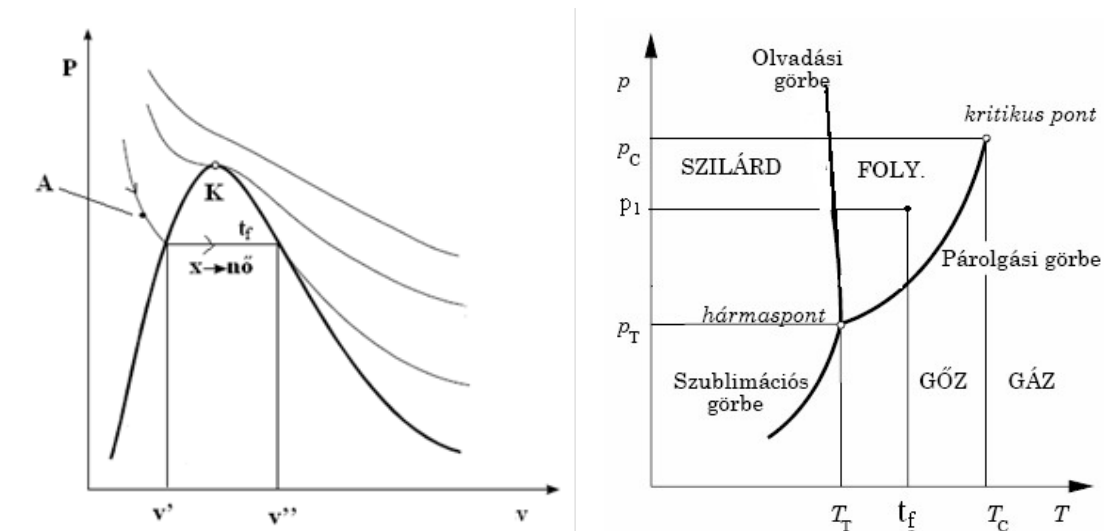
Ha az egyedi buborékok buborék zónákká állnak össze és ez a buborékzóna befolyásolja az áramképet, a fent említett rezgéseket és zajt okozza, akkor **technikai kavitációról** beszélünk. A felerősödő zaj arra emlékeztet, mint amikor hűsítőskor forró olajba beleteszünk egy hideg

hússzeletet. A buborékszónának két alapvető fajtája van, a rétegkavitáció, mely az álló vagy mozgó szilárd falakhoz tapad és a felhőkavitáció, mely a folyadéktér belsejében helyezkedik el és rendszerint pulzáló mozgást végez.

A kavitáció harmadik fázisa a **szuperkavitáció**, amikor az áramlási teret szinte teljesen kitölti a buborékszóna, ilyenkor a zajszint csökken, de a szerkezetekben az áramlást a nagy fajtérfogatú zóna szinte teljesen blokkolja, a rendeltetészerű működést meggátolja.

7.2 Termodinamikai alapok

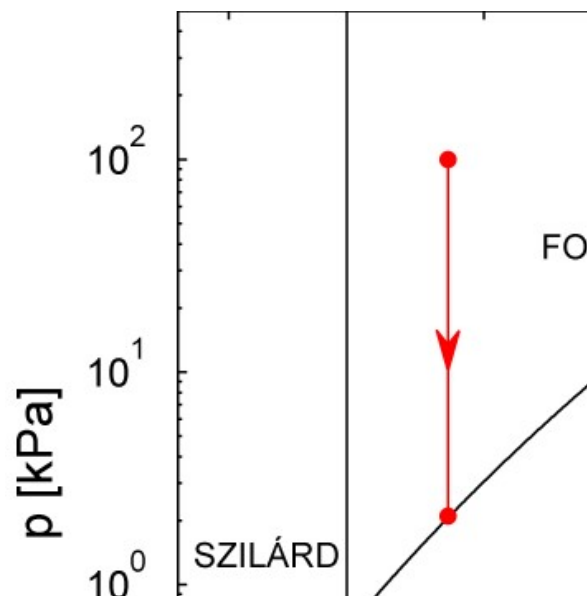
A termodinamikából ismert a víz fázisegyensúlyi diagramja, illetve p - v diagramja:



7.2.1 ábra: A víz p - v diagramja és fázisegyensúlyi diagramja

$$p_T = 612 \text{ Pa}, T_T = 273,16 \text{ K}; p_C = 22,12 \text{ MPa}, T_C = 647 \text{ K}$$

Számszerű adatok hideg víz termodinamikai állapotáról az alábbi ábrán olvashatók le.



7.2.2 ábra Víz termodinamikai állapotjelzői (p és T) egyszer logaritmikus léptékben 20°C (293K) hőmérsékletű víz nyomáscsökkenése 100kPa (1bar) nyomásról a határgörbéig

Ha a szívócsőben és a szivattyú szívócsonkjában a lapátok előtti folyadéktérben csökken a nyomás, akkor egy adott t_f folyadékfőfok mellett megközelítjük a folyadék-gőz egyensúlyi határgörbét. Majd további nyomáscsökkentéssel elérjük azt, hogy meginduljon a folyadék forrása. Egy V_b térfogatú gőzbuborék létrehozásához szükséges energia $E = \rho_g V_b h_v$, itt ρ_g a telített gőz sűrűsége a buborékban, h_v a párolgáshő. Az E energia vezetéssel és hőátadással jut a környező ρ_f sűrűségű folyadékból a buborék falához. Ez a folyamat ΔT_u hőmérséklet különbséget igényel a buborék és a környező folyadék között. A víz-gőz fázishatár (párolgási görbe) differenciálegyenlete az ismert Clausius-Clapeyron egyenlet.

$$\Delta p_u = \frac{\rho_f \rho_g}{\rho_f - \rho_g} \cdot \frac{h_v \Delta T_u}{T}$$

Logaritmikus koordináta-rendszerben a határgörbe közel egyenes. (ld. Környey Tamás: Termodinamika, Műegyetemi Kiadó, Bp. 2005., VII.7 oldal.) Mérési eredmények alapján ΔT_u empirikus képlettel határozható meg.

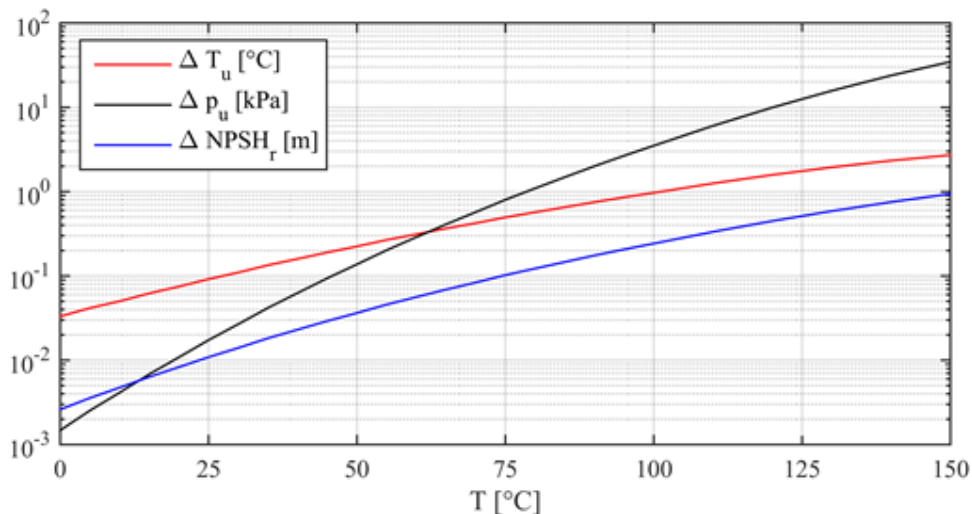
$$\Delta T_u = 2 \text{Pr}^{0,67} \frac{h_v \rho_g}{c_{p,f} \rho_f}, \text{ itt a Prandtl szám } \text{Pr} = \frac{\rho_g \nu c_{p,f}}{\lambda_f}$$

A képletekben $c_{p,f}$ és λ_f a folyadék fajhője és hővezetési tényezője, ν a folyadék kinematikai viszkozitása. A képleteket egymásba helyettesítve

$T = 20^\circ\text{C}$ hőfokú vízben $\Delta T_u = 0,075^\circ\text{C}$, emiatt a nyomáskülönbség $\Delta p_u = 10\text{ Pa}$, de

$T = 150^\circ\text{C}$ hőmérsékletű vízben $\Delta T_u = 2,7^\circ\text{C}$ és a nyomáskülönbség $\Delta p_u = 33000\text{ Pa}$.

Ez a hőfokfüggő nyomásugrás a buborék falán lényeges lesz a kavitációs üzem szempontjából. Vízre a 7.2.3. ábra tartalmazza az összetartozó T , ΔT_u , Δp_u értékeket.

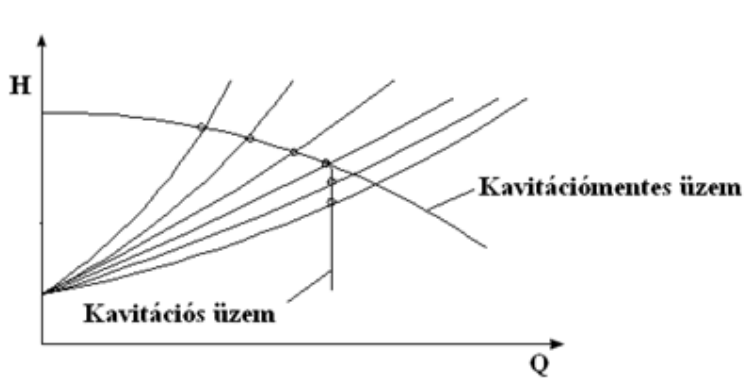


7.2.3. ábra A folyadék hőmérsékletének hatása a folyadék-buborék határfelületen létrejövő hőfok- és nyomáslépcsőre, valamint az $NPSH_r$ (ld. később) értékére

A környező folyadék térfogatának nagy hőkapacitása miatt $T \approx$ állandó és a $p-v$ diagramm szerint a nyomás nem csökken, viszont a növekvő x gőzhányad miatt a v fajtérfogat nő.

7.3 A kavitáció következményei

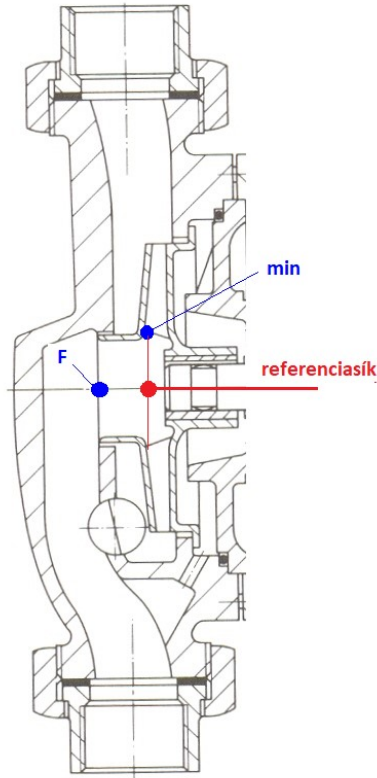
A folyadék rendelkezésére álló térrész (lapátcsatorna) növekvő részét részben gőzfázis foglalja el. Kavitációs üzemből a jelleggörbe letörik. A csővezetékben a szivattyú nyomóoldalán lévő tolózár nyitása során – egyre laposabb csővezeték jelleggörbék (parabolák) létrehozásával – a szállítómagasság-igény csökkenése dacára nem nő a térfogatáram,



7.3 ábra: Szivattyú jelleggörbe kavitációmentes és kavitációs üzemből. A rendszerjelleggörbék a beépített tolózár nyitásával egyre laposabbak

- A gőzbuborékok a nyomás járókerék lapát menti növekedése során kondenzálódnak, ez gyors folyamat, erős zajjal jár; ha a buborék összeroppanás a falak mentén történik, akkor rezgéseket is okoz.
- Utóbbi esetben a falak anyaga a gyakori ütésszerű igénybevétel miatt kifárad, ami felületi roncsolódáshoz, végső soron a fal elvékonyodásához, majd átlukadásához vezet.

A kavitációmentes üzemi tartomány határa Bernoulli-egyenletek segítségével jelölhető ki.



7.4 ábra: Pontok és szintek a kavitáció elméleti tárgyalásához

A belépőél legnagyobb átmérőjű körének középpontján átmenő vízszintes sík a **referenciasík**

A relatív (forgó) rendszerben felírt veszteségmentes Bernoulli-egyenlet az **F** és a **min** pont között:

$$\frac{p_F}{\rho \cdot g} + \frac{w_F^2 - u_F^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} + \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2 \cdot g} + e, \quad (7.1)$$

mert a nyomás ott minimális, ahol a $(w^2 - u^2)$ tag maximális.

Az **F** pontbeli sebességi háromszög szerint: $\underline{c}_F = \underline{w}_F + \underline{u}_F = \underline{w}_F$;

($\underline{u}_F = 0$, mivel a tengely középvonalán a kerületi sebesség zérus,) így

$$\frac{p_F}{\rho \cdot g} + \frac{c_F^2}{2 \cdot g} = \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} + \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2 \cdot g} + e. \quad (7.2)$$

A szívócsonc **S** közepe és az **F** pont között egy veszteségmentes Bernoulli-egyenlet írható fel abszolút rendszerben:

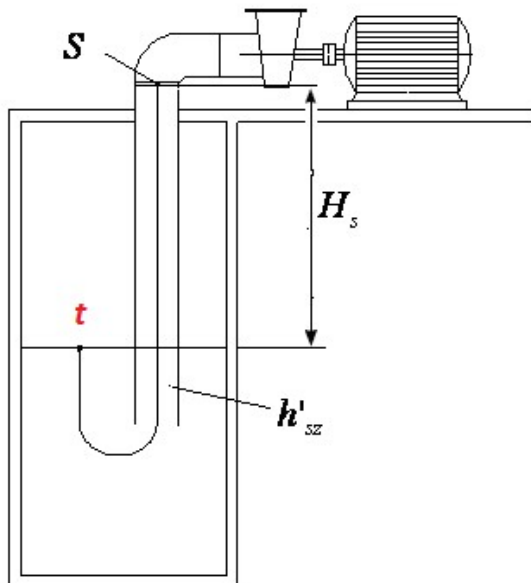
$$\frac{p_S}{\rho \cdot g} + \frac{c_S^2}{2 \cdot g} = \frac{p_F}{\rho \cdot g} + \frac{c_F^2}{2 \cdot g} + e_S = \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} + \left\{ \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2 \cdot g} + e \right\} + e_S, \quad (7.3)$$

itt felhasználtuk a (7.2) egyenletet is. A $\{ \}$ kapcsos zárójelben álló tagokat nem tudjuk számítani, mérni is csak igen körülményesen, ezért nevet adunk neki, elnevezzük **NPSH**-nak (= **Net Positive Suction Head** = nettó pozitív szívó magasság):

$$NPSH \stackrel{\text{definíció}}{=} \frac{(w^2 - u^2)_{\max}}{2 \cdot g} + e. \quad (7.4)$$

Végül a szivótartály szabad folyadékfelszíne (t) és a „0” szinten lévő S pont között a szívócsőre felírt veszteséges Bernoulli-egyenletből:

$$\frac{p_t}{\rho \cdot g} + \frac{0^2}{2 \cdot g} + (-H_s) = \frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g} + h'_{sz}. \quad (7.5)$$



7.5 ábra: Szívóoldali geometriai viszonyok

A (7.3) és (7.5) egyenletet összekapcsolva

$$\frac{p_t}{\rho \cdot g} - H_s = \frac{p_{\min}}{\rho \cdot g} + NPSH + e_s + h'_{sz}. \quad (7.6)$$

Rendezzük át ezt az egyenletet:

$$NPSH + H_s = \frac{p_t - p_{\min}}{\rho \cdot g} - e_s - h'_{sz} \quad (7.7)$$

Ennek a (7.7) egyenletnek az alapján lehet

1. a szivattyú által igényelt (required) $NPSH_r$ értéket laboratóriumban meghatározni,
2. egy szivattyútelepen a szivattyú számára rendelkezésre álló (available) $NPSH_a$ értéket kiszámítani,
3. egy ismert $NPSH_r(Q)$ jelleggörbéjű szivattyú H_{smeg} megengedhető beépítési magasságát előírni.

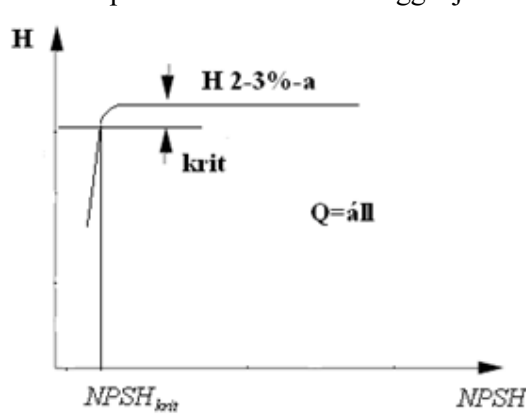
Az 1. esethez rendezzük a (7.7) képletet $NPSH$ -ra és a p_{\min} nyomást tegyük egyenlővé a folyadék t hőmérsékletéhez tartozó $p_g(t)$ telítési gőznyomással.

$$NPSH = \frac{p_t - p_g(t [^{\circ}C])}{\rho \cdot g} - H_s - e_s - h'_{sz}(Q). \quad (7.8)$$

A Q térfogatáram állandó értéken tartása mellett csökkentjük a jobb oldalt addig, amíg *kritikus kavitációs üzem* ki nem alakul. Ez lehetséges

- p_t csökkentésével lezárt szivótartály esetén vákuumszivattyúval,
- H_s , növelésével, például a szivótartálybeli vízszint csökkentésével,
- h'_{sz} növelésével, például a szivócsőbe beépített szerelvény fojtásával (ilyenkor a szivóoldalon nyitni kell egy fojtást, hogy a munkapont ne változzék).

A *kritikus kavitációs üzem* kezdetére jellemző állapot többféle módon definiálható. Legáltalánosabb a $H = H(NPSH)$ jelleggörbe 2-3%-os letörését okozó $NPSH_r(Q) = NPSH_{krit}$ érték kiszámítása a fenti képletből állandó Q térfogatáramot biztosítva a mérés során. A kritikusnak tekintett H csökkenés pontos %-os mértéke függ a jellemző fordulatszámtól.



7.6 ábra: A H szállítómagasság kritikus letörése $Q = \text{áll}$ térfogatáram mellett

Mindhárom mérési elv alkalmazásakor változna a rendszer-jelleggörbe mérés közben, ezt egy, a nyomóoldalra beépített fojtás változtatásával korrigáljuk, hogy Q valóban ne változzék.

A mérési sorozatot több különböző Q térfogatáramnál elvégezve végül megkapjuk az $NPSH_r(Q)$ jelleggörbét.

A hideg vízzel kimért $NPSH_r(Q)$ jelleggörbét meleg víz szállítása esetén a 7.2.3. ábra szerinti $\Delta NPSH_r$ értékkel korrigálni kell, ennyivel kell lecsökkenteni a hideg vízre meghatározott értéket. Közelítőleg igaz, hogy

$$\Delta NPSH_r = a \left(\frac{\Delta p_u}{\rho_f g H_{ref}} \right)^{0,58}, \quad \text{itt vízre } a = 0,43 \text{ és } H_{ref} = 1m.$$

A 2. esetben szintén a (7.8) egyenletből indulunk ki, de most a jobb oldalon minden tag ismert, ezekből kiszámítható a tervezési térfogatáramhoz a rendelkezésre álló $NPSH_a$:

$$NPSH_a = \frac{p_t - p_g(t)}{\rho \cdot g} - H_s - e_s - h'_{sz}(Q) \quad (7.9)$$

Az $NPSH_r(Q)$ igényű szivattyú akkor működik biztonságosan, kavitáció veszélye nélkül a tervezett vagy meglévő szivattyútelepen, ha teljesül az

$$NPSH_r(Q) \leq NPSH_a(Q), \quad (7.10)$$

Innen látszik, hogy az említett korrekció csökkenti a kavitáció veszélyét. feltétel.

A 3. esetben a (7.7) egyenletet H_s -re rendezzük:

$$H_{smeg} \leq \frac{p_t - p_g(t)}{\rho \cdot g} - NPSH_r(Q) - e_s - h'_{sz}(Q). \quad (7.11)$$

Ez tehát a szívómagasság korlát, ennél mélyebbről nem képes a szivattyú kavitáció veszélye nélkül felszívni a vizet. Ha a szívótartályban – például egy kondenzátorban – a p_t nyomás a gőznyomás, azaz $p_t = p_g$, akkor a (7.11) egyenlet jobboldali első tagja zérus, amiből további pozitív tagokat vonunk ki, azaz $H_{smeg} < 0$. Ekkor a szivattyú *nem felszívja* a folyadékot, hanem a szívóoldalról *hozzáfolyással* működik.

Az NPSH mellett használnak még egy fogalmat, ez a **szívóképesség**. A berendezés és a szivattyú közös pontja a szívócsonk közepén lévő S pont. Az e pontbeli $\frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g}$ összeg

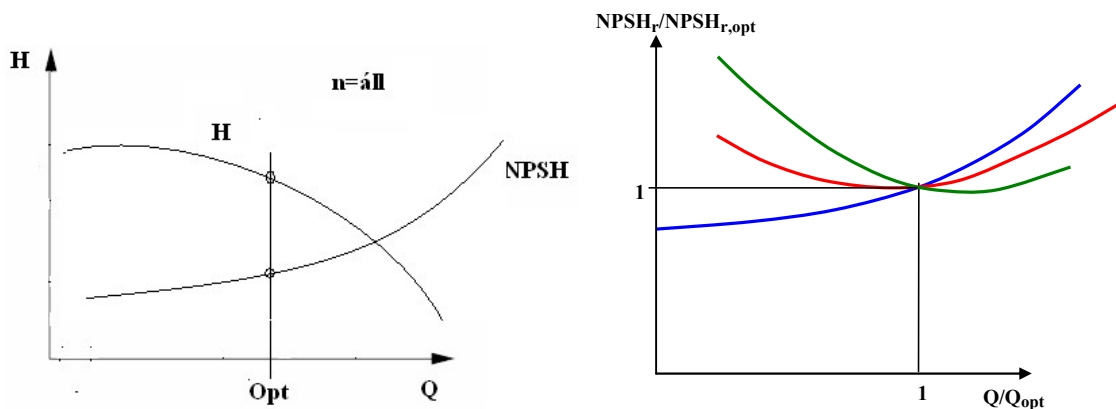
dönti el, hogy mekkora a p_{min} nyomás. A $\left(\frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g} \right)_{krit}$ Bernoulli összeg azon kritikus értéke, amelynél a minimális nyomás éppen a gőznyomás, azaz $p_{min} = p_g(t \text{ °C})$, az úgynevezett szívóképesség.

Az $NPSH_r(Q)$ számítására manapság már vannak törekvések a **numerikus áramlástan** (CFD) kereskedelemben kapható szoftverjeivel, de ez egyelőre még csak közelítőleg lehetséges, így értékét a Q térfogatáram függvényében a fent leírt valamelyik módon mérésrel határozzák meg.

A (7.10) egyenlőtlenség alapján nyilván az a szivattyú van kitéve kevésbé a kavitáció veszélyének, amelyiknek a kívánt térfogatáramnál kisebb az $NPSH_r$ értéke.

A szivattyúgyárak általában egy diagramba rajzolják be a $H(Q)$ és az $NPSH(Q)$ függvény grafikonját. Mindkét függő változó alapegységé [m].

Az alábbi ábra jobb oldali grafikonján összehasonlítva láthatóak az $NPSH_r(Q)$ jelleggörbe alakok radiális, félaxiális és axiális szivattyútípusra.



7.7 ábra: Állandó fordulatszámú szivattyú $H(Q)$ és $NPSH_r(Q)$ jelleggörbéje; Radiális, félaxiális, axiális típusú szivattyúk $NPSH$ jelleggörbéi

Az $NPSH$ -nak megfelelő dimenzió nélküli tényező a σ (Thoma-féle) kavitációs szám.

$$\sigma = Th = \frac{NPSH_r(Q)}{H(Q)} \quad (7.12)$$

Kísérleti tapasztalatokkal igazolt elméleti megfontolások alapján $\sigma_{opt} \approx n_q^{4/3} = k_\sigma \cdot n_q^{4/3}$.

$$NPSH_r(Q_{opt}) = \sigma \cdot H_{opt} = k_\sigma \cdot n_q^{4/3} \cdot H_{opt} = k_\sigma \cdot \frac{n^{4/3} \cdot Q_{opt}^{2/3}}{H_{opt}} \cdot H_{opt}. \quad (7.12)$$

Innen egyszerűsítés és egyenletrendezés után kapjuk, hogy

$$S = \frac{1}{k_\sigma^{3/4}} = \frac{n \cdot Q_{opt}^{1/2}}{NPSH_{r,opt}^{3/4}}. \quad (7.13)$$

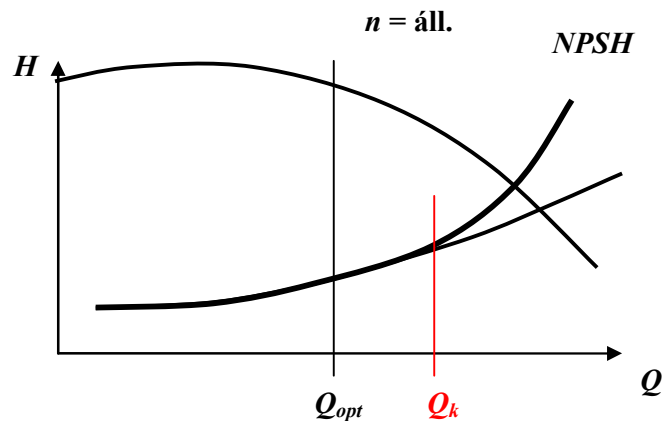
S az úgynevezett **kavitációs jellemző fordulatszám**. Képlete teljesen analóg az n_q jellemző fordulatszámot definiáló (4.20) képlettel, de H_{opt} helyett $NPSH_{r,opt}$ írandó; a mértékegységek azonosak az ottaniakkal. Radiális átömlésű szivattyúk esetén $S \approx 150$, így az elvárható $NPSH_r$ becsülhető.

7.4 A gyári $NPSH_r$ jelleggörbék kiterjesztése nagy térfogatáramokra

Bizonyos felhasználási területeken, például a üzembiztonság érdekében tűzoltó szivattyúk esetén érdekes annak ismerete, hogy hogyan változik az $NPSH$ görbe a Q térfogatáram függvényében, ha Q lényegesen nagyobb, mint az optimális ponthoz tartozó Q_{opt} . Az alábbi ábrán, ami a 7.7 ábra baloldali grafikonja, nagy Q értékekre is megrajzoltuk az extrapolált jelleggörbét, mert annak közelítő – a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék mérései alapján becsült – alakja:

$$NPSH = NPSH(Q_h) \cdot \left(\frac{Q}{Q_h} \right)^X, \text{ ahol } X = 4 \div 6, \text{ de függ a } Q/Q_h \text{ értéktől.}$$

Itt Q_h az a térfogatáram, ahol a mérésel meghatározott **fekete NPSH görbe** erősen emelkedni kezd, elválík a **pirossal** rajzolt „**lapos**” szakasztól.



7.8. ábra: Az NPSH jelleggörbe becslése nagy térfogatáramokra

8. Víz- és szélturbinák

8.1 Vízturbinák

A **folyami vízerőhasznosítás alapelve**: egy folyóban a víz levezetéséhez szükséges vízfelszín lejtésének csökkentése, így a felvív és alvív oldal között szintkülönbség (esés) létrehozása és annak energetikai hasznosítása, ami lehetséges

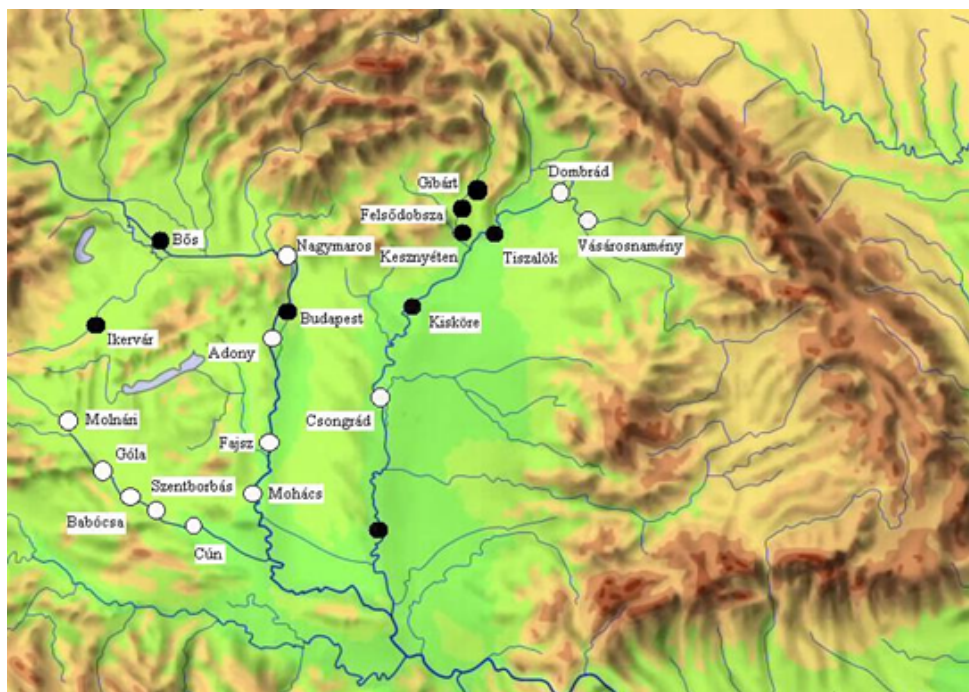
- a felszín duzzasztásával **duzzasztómű**vel, vagy
- a víz csökkentett mederellenállású **üzemvíz csatornába** történő vezetésével.

A főbb magyarországi folyók elméleti vízerőkészlete az alábbi

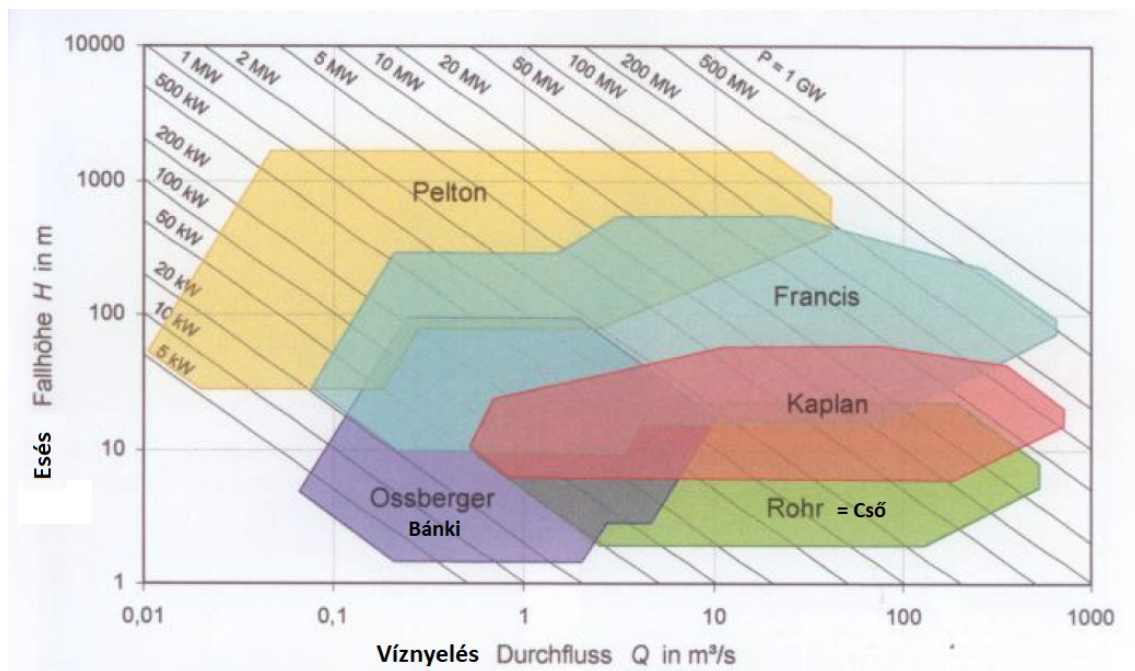
8.1. táblázat

Folyó(k) neve	Elméleti vízerőkészlet [GWh/év]
Duna	5348
Tisza	708
Dráva-Mura	756
Rába	187
Hernád	139
Többi	308
összesen	7446

(forrás: Lakatos-Ötvös-Kullmann: A hazai vízenergia potenciál elméleti és reális értékeinek közelítő meghatározása, Energiagazdálkodás, 45, 6, 2004.)



8.1. ábra Magyarország területén és közelében működő ●, illetve megtervezett, de még nem kiépített ○ vízerőművek



8.2. ábra A különféle turbinatípusok alkalmazási területe a $Q[\text{m}^3/\text{s}]$ víznyelés – $H[\text{m}]$ esés koordináta-rendszerben.
(forrás: Sándor. O. Pálffy, szerk.: Wasserkraftanlagen, 2017)

Magyar szempontból érdekes a **Bánki**-turbina (német nyelvterületen Ossberger-turbina) alkalmazási területe, ezt **lila** terület jelzi. A **sárga** terület a **Pelton**-turbina, **kék** a **Francis**-turbina, **piros** a **Kaplan**-turbina, **zöld** a **csőturbina** alkalmazási tartományát mutatja.

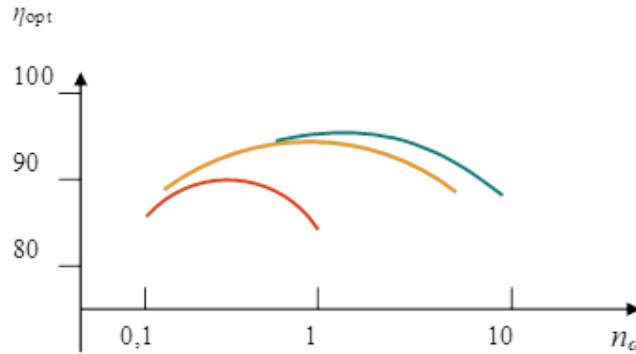
Szokás a turbinatípusokat a megismert n_q jellemző fordulatszám értékével is megkülönböztetni. A jellemző fordulatszám a (4.20) összefüggés alapján (turbinák esetén H az esést jelöli):

$$n_q = \frac{n \cdot Q_{opt}^{1/2}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (8.1)$$

A jellemző fordulatszám átalakítható, a víznyelés helyett a hasznos mechanikai vagy a bevezetett hidraulikai teljesítmény (ami áramlástechnikai gépekre $P = Q\rho gH$) is felhasználható, mert $Q \approx P_{bev} / H$:

$$n_s = \frac{n \sqrt{P_{bev,opt}}}{H_{opt}^{5/4}}, \text{ használják az } n_\omega = \frac{\omega \sqrt{P_{h,opt}}}{H_{opt}^{5/4}} \text{ értéket is.} \quad (8.2)$$

A **Pelton** turbinának a legkisebb a jellemző fordulatszáma, ezt követi a **Bánki**-turbina, majd a **Francis**- és végül a **Kaplan**-turbina. Az elérhető hatások maximumok az alábbi ábrán láthatók.

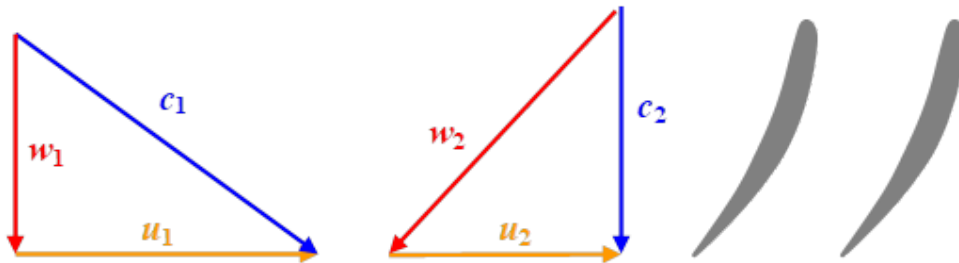


8.3. ábra Víz turbinákkal elérhető maximális hatásfokok
Bánki-, Francis-, Kaplan turbina

Víz turbinák, mint örvényelven működő áramlástechnikai gépek működésének alapvető egyenlete az Euler-turbinaegyenlet. A **kinyerhető** elméleti – súlyegységre eső – **fajlagos munka** a folyadék perdületének csökkentése révén lehetséges:

$$H_e = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{g} > 0, \quad (8.3)$$

itt az 1 index a belépésre, a 2 index a kilépésre utal. A kilépő perdület (arányos a c_{2u} sebességkomponenssel) célszerűen 0, az ettől eltérő érték energiaveszteség többletet okoz kilépéskor. Pozitív energiatermeléshez tehát $c_{1u} > 0$ szükséges. Ezt a perdületet mind **Kaplan**-, mind **Francis**-turbináknál állítható terelőlapátokkal – úgynevezett vezetőkerékkel – állítják elő. A **8.6** fényképen látható Francis-turbina járókerék lapátjain a sebességi háromszögek egy – az elő és hátlap közötti közepes – áramvonalon:

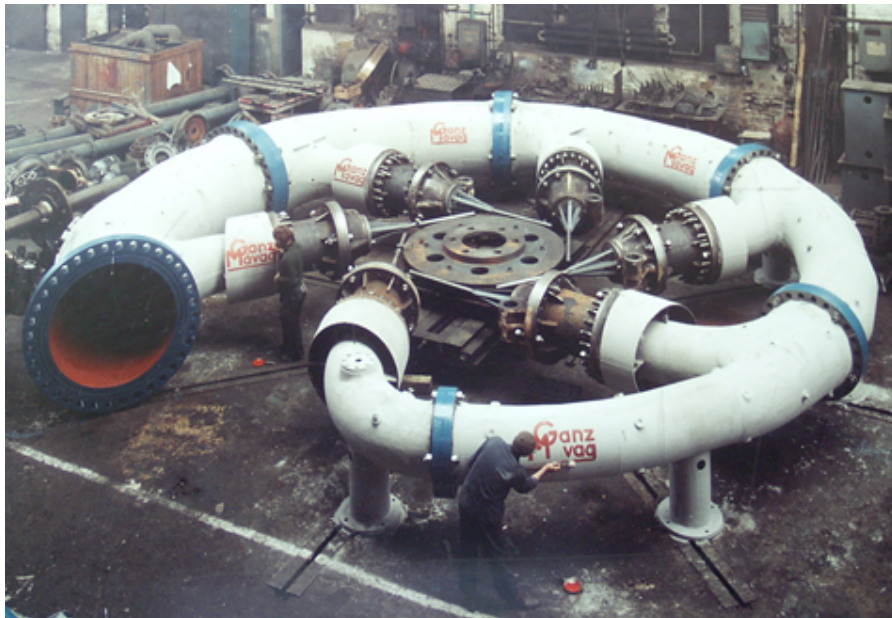


8.6.a ábra A 8.6. ábra turbinájának sebességi háromszögei és lapátalakja

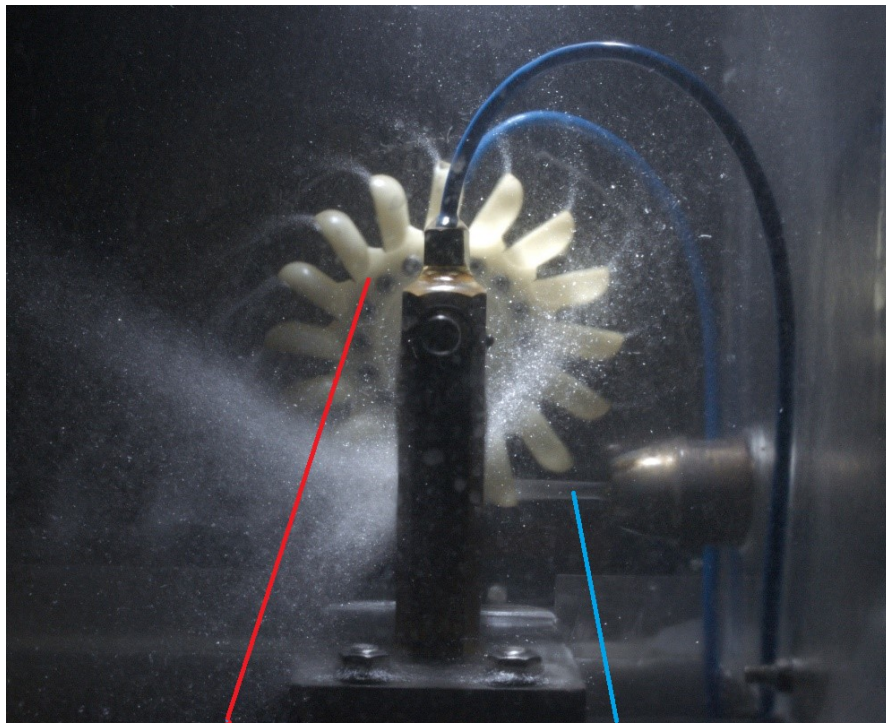
Belépés: 1, kilépés 2 indexszel van jelölve. Az abszolút sebességet c , a relatív sebességet w , a kerületi sebességet u jelöli és látható a **relatív sebességekhez** illeszkedő lapátalak is.

Kis esésekre **Kaplan** turbinákat, közepes esések esetén **Francis** turbinákat építenek, amint ez 8.2. ábrán látható. Francis turbinák esetén megkülönböztetnek kisebb jellemző fordulatszámú (lassú járású), illetve nagyobb jellemző fordulatszámú (gyors járású) típusokat.

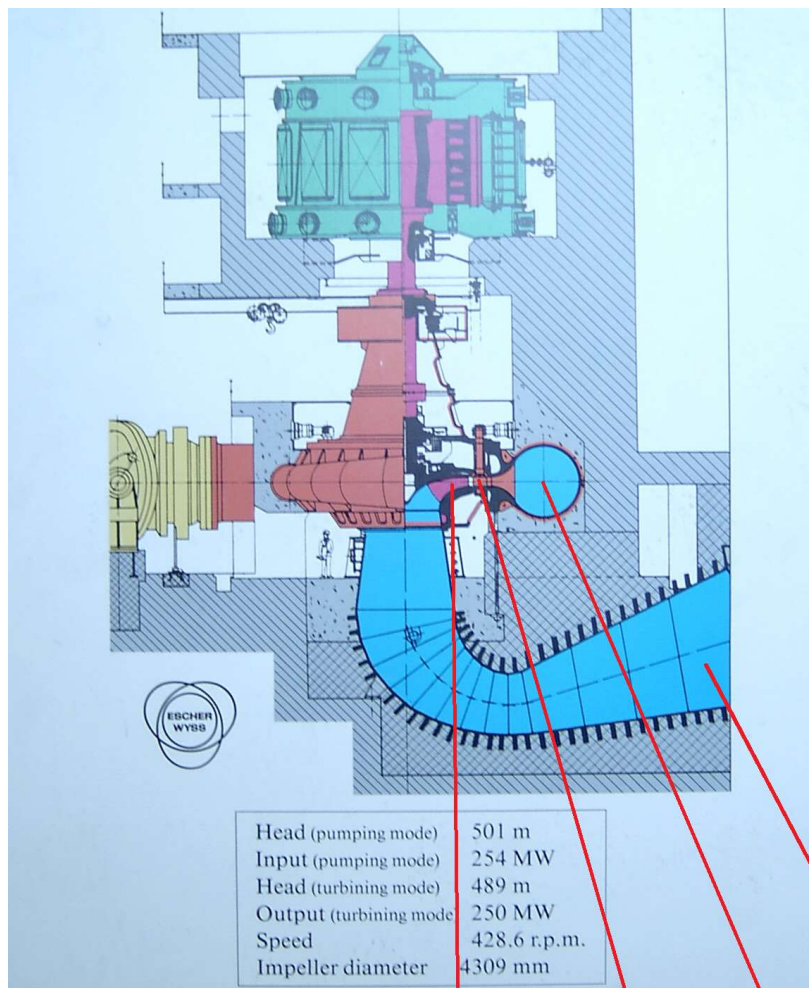
A legnagyobb esésekre **Pelton**-turbínákat terveznek egy vagy több (legfeljebb 6) sugárcsővel. E típus esetén a Pelton kanálban a nyomás légköri, nyomáscsökkenés a járókerékben nincs; csupán a sugárcsőben, ahol a víz helyzeti energiából eredő hidrosztatikus nyomása mozgási energiává alakul át. A turbina a víz impulzusváltozását hasznosítja hajtóerőként, így itt is a forgatónyomaték a víz impulzusnyomatékának megváltozásából adódik, az Euler-turbinaegyenlet továbbra is érvényes.



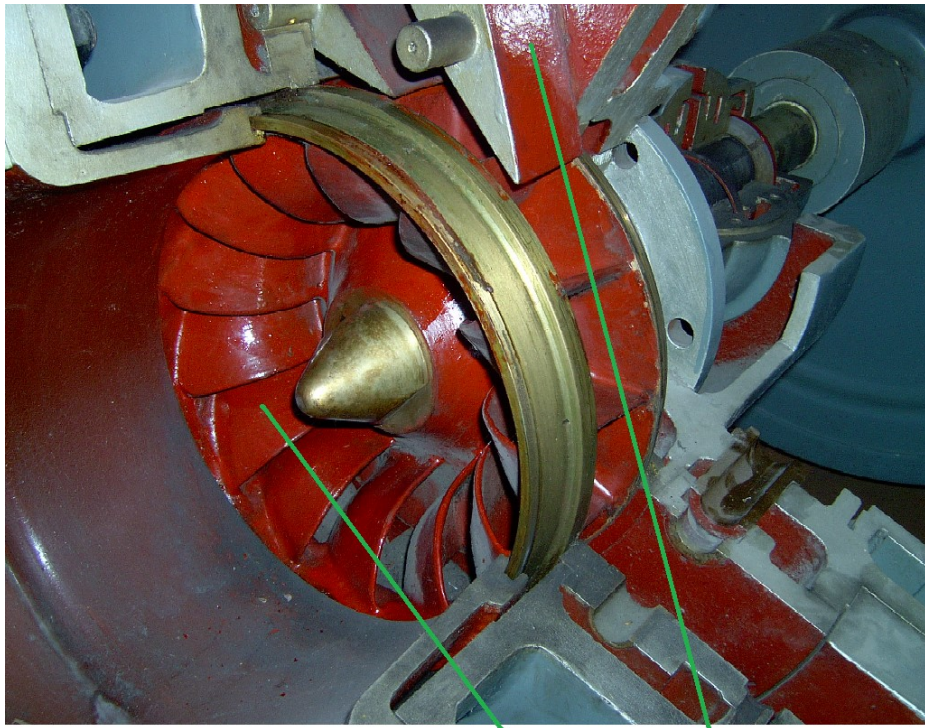
8.4.1. ábra Hat sugárcsöves **Pelton**-turbina szerelés közben az egykori budapesti Ganz-Mávag gyárban



8.4.2. ábra Pelton turbina **járókerék** a laboratóriumában egy **sugárcsővel** Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék



8.5. ábra Francis turbina-szivattyú. Járókerék, vezetőkerék, csigaház, szívócső.
Lassú járású (kis jellemző fordulatszámú) típus.

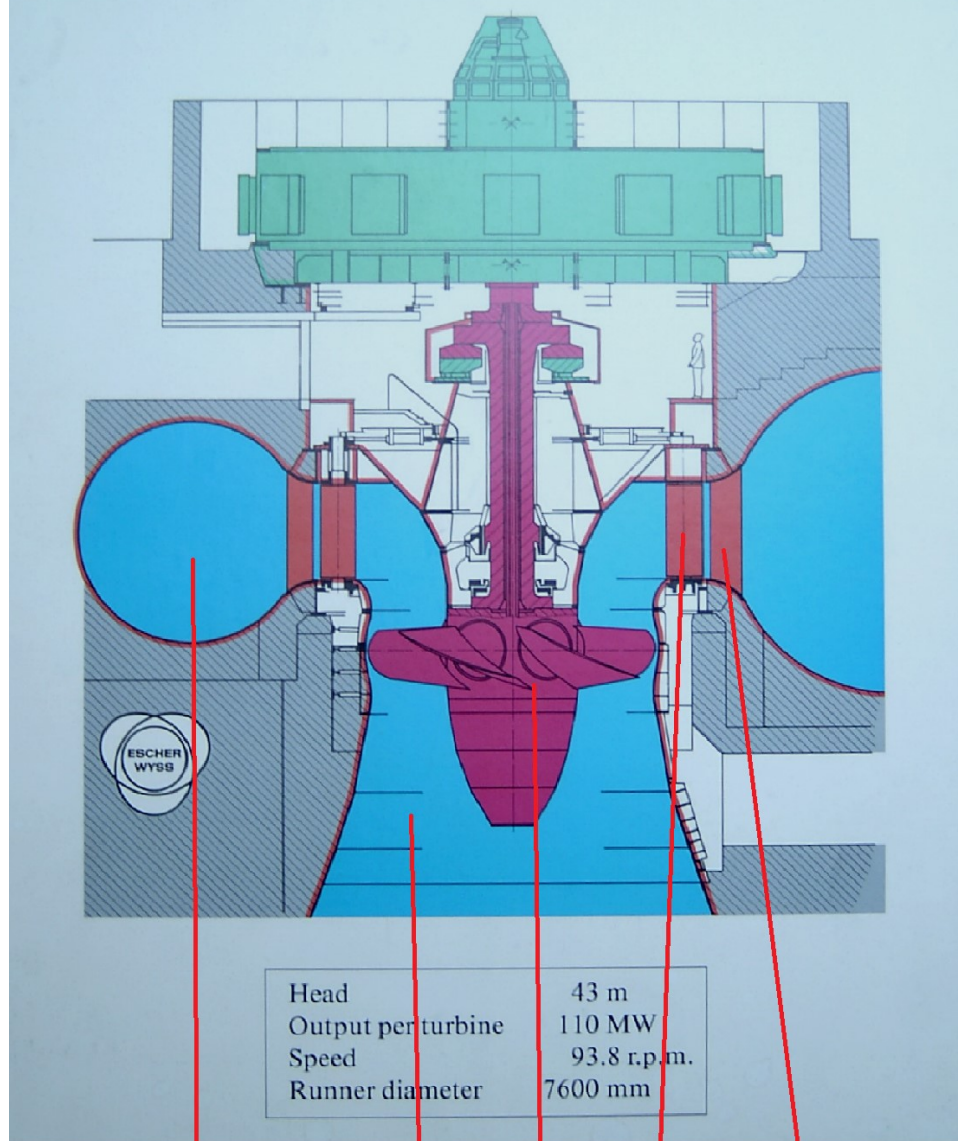


8.6. ábra Gyors járású Francis- turbina járó + vezetőkereke
A (8.1) képlet szerinti jellemző fordulatszám értéke nagy.



8.7. ábra Francis-turbina felmetszve

Cedillo (Spain): large Kaplan turbines on the Tagus river (4 units).



8.8.1. ábra Teljes csigaház, szívócső, járókerék, vezetőkerék, támlapát
Kaplan turbina



8.8.2. ábra Kaplan turbina sebességi háromszögei és egy turbinalapát metszete

Mind a vezető-, mind a járókerék lapátok állíthatóak (kétszeres szabályozás)



8.9. ábra Két Pelton kanál



8.10. ábra Bánki-turbina járókerék



8.11. ábra Francis-turbina járókerék



8.12. ábra Kaplan-turbina kisminta járókereke

Vízuturbinák üzemi jelleggörbéi alatt a víznyelés-fordulatszám $[Q(n)]$ és a hajtónyomaték-fordulatszám $[M(n)]$ függvénykapcsolatokat értjük állandó esés (H) és vezetőkerék állás, azaz fajlagos nyitás ($\varepsilon = Q/Q_{\text{névleges}}$) mellett. Szokásos a grafikonokon a hatásfok ($\eta = \text{áll.}$) vonalakat is megadni.

A jobb összehasonlíthatóság érdekében azonban úgynevezett fajlagos mennyiségeket használnak, azaz $H = 1$ m névleges esésre és $D = 1$ m járókerék átmérőre vonatkoztatott értékeket, melyeket Q_{11} indexszel jelölnék.

A definíciók a kontinuitási egyenleten és a Bernoulli egyenleten alapulnak.

$$Q \approx \text{felület} \cdot \text{sebesség} \approx \frac{D^2 \pi}{4} \sqrt{2gH} \approx D^2 \sqrt{H}; \quad \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \frac{Q_{11}}{1^2 \sqrt{1}} = Q_{11},$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}.$$

(8.4)

A kerületi sebesség és a vízsebesség arányából adódik, hogy

$$D\pi = u \approx \text{vízsebesség} \approx \sqrt{2gH}, \text{ így } n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}}. \quad (8.5)$$

Hasonlóan a teljesítményre írható

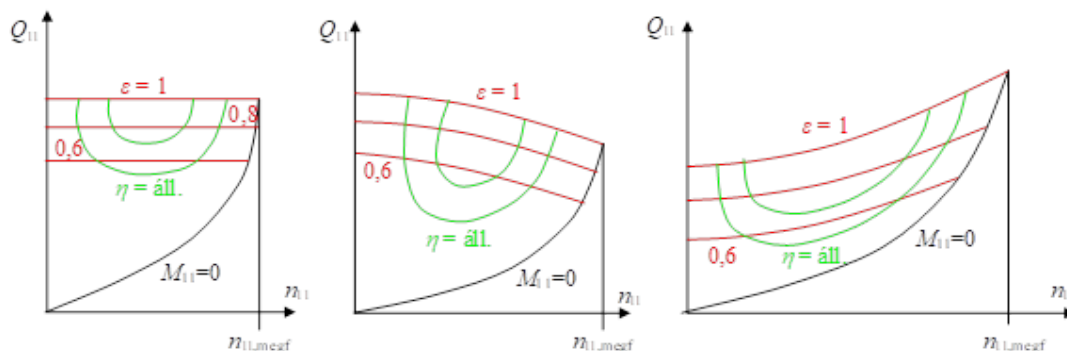
$$P_{bev} \approx \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{\eta} \approx D^2 \sqrt{H} \cdot H, \text{ így } P_{11} = \frac{P_{bev}}{D^2 H \sqrt{H}}. \quad (8.6)$$

Végül a nyomaték estében

$$M \approx \frac{P_{bev}}{\omega} \approx \frac{P_{bev}}{n} \approx \frac{D^2 H^{3/2}}{\sqrt{H}} \approx D^3 H, \text{ így } M_{11} = \frac{M}{D^3 H}. \quad (8.7)$$

(Megjegyzés: amennyiben nem vizet, hanem valamilyen vegyi üzem rekuperációs turbínájában rendelkezésre álló, víztől eltérő sűrűségű folyadékot használunk, akkor a sűrűséget nem szabad állandóként a képletekből elhagyni!)

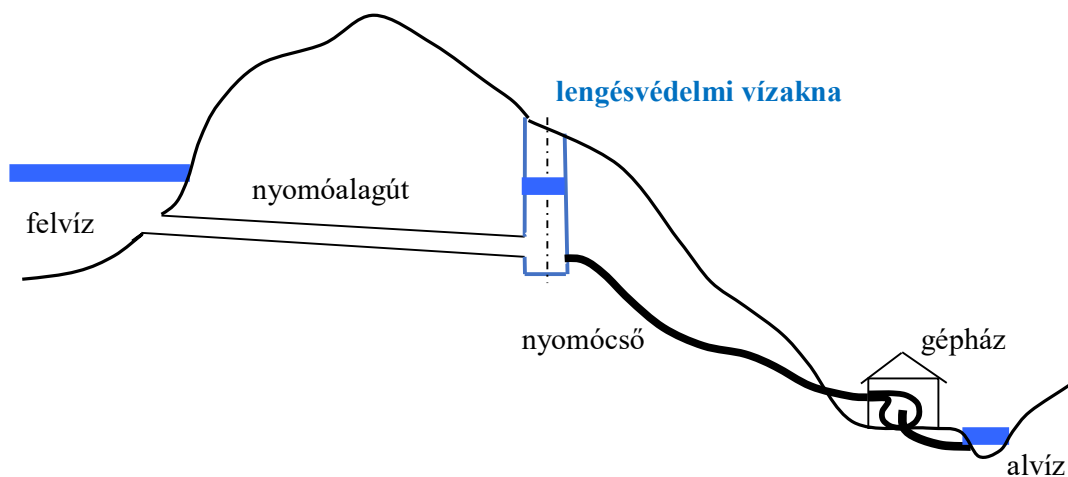
A fajlagos mennyiségek koordináta rendszerében ábrázolt üzemi jellemzők grafikonjai az alábbi ábrán láthatók. Megrajzoltuk az állandó hatásfokú üzemállapotokat jelölő **zöld vonalakat**. Bejelöltük a legnagyobb nyitáshoz (víznyeléshez) és a zérus terhelő nyomatékhoz tartozó fordulatszámot. Erre az n_{megf} megfutási fordulatszámra gyorsul a turbina+generátor gépcsoport, ha a villamos hálózat hibájából a generátor és így a turbina terhelése „leesik”. Erre a fordulatszámra kell méretezni a gépcsoportot. Láthatóan ez Kaplan turbínák esetén a legkritikusabb.



8.13. ábra

Pelton-turbina Lassú járású Francis-turbina Kaplan-turbina
víznyelés-fordulatszám jelleggörbéi rögzített vezetőkerék állásnál (nyitásnál)

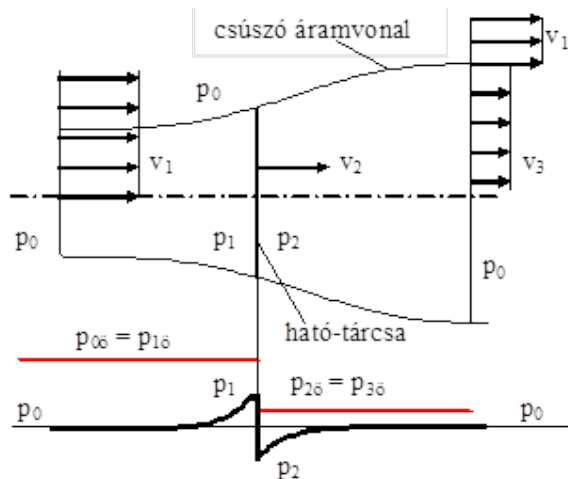
Különösen nagy esésű vízerőművek vízturbinájára (lassú járású Francis turbina, Pelton turbina) hosszú nyomócsövön, sziklába vájt alagútba fektetett csatornában érkezik a víz. Esetenként, például elektromos hálózati üzemzavarok esetén gyorsan le kell zárni a Francis-, ill. Kaplan-turbina vezetőkerékét, illetve a Pelton sugárcső szabályozó tűjét annak érdekében, hogy a terheletlen turbina ne gyorsuljon fel a megfutási fordulatszámra és a felesleges vízvesztés is elkerülhető legyen. Ilyenkor azonban a turbina előtti elzáró szerkezet zárásakor jelentős nyomáshullám indul meg a záró szerkezettől a felvív oldali tározó felé, ami a cső szilárdságát veszélyezteti. A csőtörések elkerülésére a rendszerbe lengésvédelmi vízaknát terveznek, a feltorló víz abban okoz szintemelkedést (az ábrán látható y szintkülönbség csökken), ami néhány lengés után jelentősen csillapodik. Az ilyen aknák méretezéséhez manapság nyomástranziens szimulátorok állnak rendelkezésre; többek között a BME Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék is fejlesztett ki ilyen szimulátort.



8.14. ábra Nagy esésű vízerőmű metszete **lengésvédelmi vízaknával**, a gépházban Francis turbinával

8.2 Szélturbinák

A szélturbina egy axiális átömlésű járókerék, amit a szél mozgási energiájának kinyerésére használnak. A talajhoz rögzített szélturbina áramló levegőben helyezkedik el. A számítások során a szélturbinát egy ún. ható-tárcsával (*actuator disc*) helyettesíthetjük.



8.15. ábra A szélturbán átáramló levegő áramcsövet alkot

Az ábra felső részén a szélturbinát helyettesítő tárcsa és a rajta átáramló közeget határoló forgásszimmetrikus áramfelület metszetgörbéje látható. Ez a határ-áramvonal ún. csúszó áramvonal, tehát rajta tangenciális sebességugrás lehetséges. A levegő baloldalt lép be v_1 relatív sebességgel. Ebben a keresztmetszetben a relatív sebesség az áramcső belsejében és azon kívül megegyezik, amint azt a sebességeloszlás ábrája mutatja. Az áramcsőben a közeg a szélturbinához képest lelassul és a jobb oldalon $v_3 < v_1$ sebességgel távozik, míg az áramcsövön kívül a relatív sebesség végig v_1 . Ennek megfelelően kívül a nyomás végig

állandó, p_0 , míg belül változik, a propellert helyettesítő tárcsán p_1 -ről p_2 -re csökken, de az áramcsőből való folyadékkilépés keresztmetszetében már ismét p_0 . Feltesszük, hogy a sebesség változása az áramcsőben folytonos a tárcsán keresztül is, míg a **statikus nyomás** és az **össznyomás** ott ugrásszerűen csökken.

Az áramló folyadékra felírható egyenletek a következő feltevéseken alapulnak.

- az áramlás a szélturbinához kötött nyugvó rendszerben *stacionárius*
- a közeg *összenyomhatatlan*, sűrűsége $\rho = \text{áll.}$
- a közeg *súrlódásmentes*
- a nehézségi *erőtér elhanyagolható*
- az *axiális sebesség* bármely szelvényben *állandó*
- a *radiális sebesség zérus*

A tervező által megválasztható adatok, illetve természeti adottságok: a levegő v_1 sebessége, a turbinakerék által súrolt A_2 felület, a tárcsa által hasznosított F erő, p_0 légköri nyomás és ρ légsűrűség. Ismeretlen a v_2, v_3 sebesség, az A_1, A_3 felület és a p_1, p_2 nyomás

Az áramlást leíró egyenletek

- kontinuitási egyenletek
- a tárcsára a nyomáskülönbségből ható szél erő
- Bernoulli-egyenlet a tárcsa előtti áramvonalra
- Bernoulli-egyenlet a tárcsa utáni áramvonalra
- impulzustétel az áramcsőre

Az alábbi gondolatmenettel meghatározhatjuk a szélturbina hatásfokának elérhető maximális értékét-

A **kontinuitási egyenlet**: $\dot{m} = \rho A v = \text{áll.}$ (8.8)

Ez a képlet az áramcső bármely szelvényében a megfelelő indexekkel felírható. A keresztmetszetek indexe egyezzen meg az ábrán látható *sebességek* indexével.

A **tárcsára ható erő** a nyomáskülönbségből számítható, az ábra jelöléseivel és a keresztmetszetet a fenti módon indexelve:

$$F = (p_1 - p_2) A_2. \quad (8.9)$$

Írjuk fel a **Bernoulli-egyenletet** az áramcső eleje és a tárcsa előtti pont között:

$$p_0 + \frac{\rho}{2} v_1^2 = p_1 + \frac{\rho}{2} v_2^2. \quad (8.10)$$

Írjuk fel a **Bernoulli-egyenletet** a tárcsa utáni pont és az áramcső vége között:

$$p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2 = p_0 + \frac{\rho}{2} v_3^2. \quad (8.11)$$

Fejezzük ki a (8.11) egyenletből p_2 -t, a (8.10) egyenletből a p_1 -et és írjuk be értéküket a tolóerő (8.9) egyenletébe, ekkor azt kapjuk, hogy:

$$F = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_3^2) A_2 = \rho \frac{v_1 + v_3}{2} (v_1 - v_3) A_2. \quad (8.12)$$

Ezek után keressünk egy másik egyenletet a tárcsára ható erőre, ez az egyenlet az ábrán látható forgásfelülettel határolt folyadékra felírt **impulzus-tétel**. Az áramcsővön kívül feltevésünk szerint a nyomás mindenütt azonos a p_0 külső nyomással, a térerőt elhanyagoltuk,

továbbá feltesszük, hogy a folyadék súrlódásmentes. Így egy végtelen forgásszimmetrikus testre – áramcsőre - erő nem hat, ahogy azt korábbi tanulmányainkban tanultuk. Az áramlás stacionárius voltát is figyelembe véve a belépő, illetve kilépő folyadék impulzusának különbségét tehát csak a tárcsa által a folyadékra kifejtett erő okozhatja.

$$\dot{m}v_1 - F - \dot{m}v_3 = 0. \quad (8.13)$$

Innen az F erőt kifejezve és az (8.12) egyenlet bal oldalával egyenlővé téve, továbbá a tömegáramot a hatótárcsa szelvényének adataival felírva ($\dot{m} = \rho A_2 v_2$) kapjuk, hogy

$$\dot{m}(v_1 - v_3) = \rho A_2 v_2 (v_1 - v_3) = F = \rho A_2 \frac{v_1 + v_3}{2} (v_1 - v_3). \quad (8.14)$$

Innen egyszerűsítés után azt kapjuk, hogy a v_2 sebesség a v_1 és v_3 sebesség számtani közepével azonos.

$$v_2 = \frac{v_1 + v_3}{2}. \quad (8.15)$$

További figyelmet a hasznos és a bevezetett hidraulikai teljesítmény definíciója igényel, amikből kiszámítható az ideális hatásfok.

A szélturbinát helyettesítő tárcsára ható erő (bevezetve a $\Delta v = 2(v_1 - v_2)$ jelölést):

$$F = \dot{m}(v_1 - v_3) = \rho A_2 v_2 (v_1 - v_3) = \rho A_2 \left(v_1 - \frac{\Delta v}{2} \right) \Delta v = \rho A_2 v_1^2 \left(1 - \frac{\Delta v}{2v_1} \right) \frac{\Delta v}{v_1}. \quad (8.16)$$

A turbina hasznos hidraulikai teljesítménye

$$P_h = QAp = \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{F}{A_2} = A_2 v_2 \frac{F}{A_2} = v_2 F = \left(v_1 - \frac{\Delta v}{2} \right) F = v_1 \left(1 - \frac{\Delta v}{2v_1} \right) F,$$

itt F helyébe beírva a (8.16) képlet jobb oldalát:

$$P_h = \rho A_2 v_1^3 \left(1 - \frac{\Delta v}{2v_1} \right)^2 \frac{\Delta v}{v_1}. \quad (8.17)$$

A bevezetett hidraulikai teljesítményt a tárcsa helyén zavartalan v_1 szélesebséggel átáramló levegő mozgási energiájából számíthatjuk:

$$P_{be} = \dot{m} \frac{v_1^2}{2} = \rho A_2 v_1 \frac{v_1^2}{2} = \frac{1}{2} \rho A_2 v_1^3. \quad (8.18)$$

Az ideális szélturbina η hidraulikai hatásfoka – más néven C_p teljesítménytényezője – e két teljesítmény hányadosa:

$$\eta = C_p = \frac{P_h}{P_{be}} = 2 \left(1 - \frac{\Delta v}{2v_1} \right)^2 \frac{\Delta v}{v_1} = 2(1-x)^2 2x, \quad (8.19)$$

ahol a fajlagos sebességváltozás felét x -szel jelöltük:

$$x = \frac{\Delta v}{2v_1}. \quad (8.20)$$

Megjegyezzük, hogy ezzel a jelöléssel a korábbi, F erőre vonatkozó (8.16) egyenlet módosított alakban írható:

$$F = \rho A_2 v_1^2 (1-x) \cdot 2x. \quad (8.16^*)$$

A **hatásfok maximum**ának szükséges feltétele a

$$\frac{d\eta}{dx} = 4(1-x)(-1)2x + 2(1-x)^2 \cdot 2 = -8x(1-x) + 4(1-x)^2 = 4(1-x)(1-3x) = 0$$

egyenlőség teljesülése.

A második gyöknek van fizikai értelme: $x = 1/3$, amit beírva a (8.19) képletbe kapjuk, hogy

$$\eta_{\max} = C_{p,\max} = 2 \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 \cdot 2 \frac{1}{3} = \frac{16}{27} = 0,593. \quad (8.21)$$

Ezt a $C_{p,\max}$ értéket Betz-féle korlátnak (Betz-limitnek) hívják.

Szélturbinák tényleges hatásfokát mérésekkel lehet meghatározni és a mért hatásfokot a J **fajlagos lapátcsúcs-sebesség** függvényében szokás ábrázolni. A fajlagos lapátcsúcs-sebesség definíciója

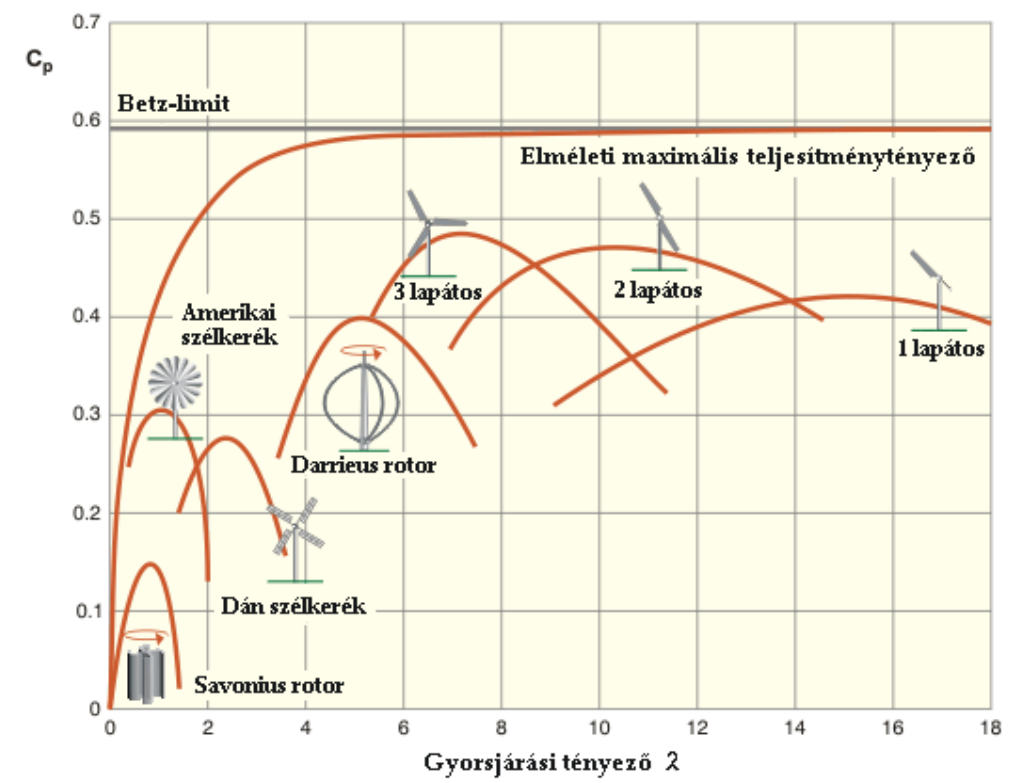
$$J = \frac{\omega R}{v_1}, \quad (8.22)$$

ahol ω a turbinakerék szögsebessége, R a turbinakerék sugara. Ez a képlet teljesen analóg a vízturbinák fajlagos fordulatszámának definíciójával, a (8.5) képlettel

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}},$$

hiszen a vízturbinán átáramló víz sebessége az esés gyökével arányos. Korszerű szél erőművek két vagy háromlapátos szélturbináinak hatásfok maximuma optimális üzemállapotban eléri az 50%-ot.

A 8.16. ábra a különféle szélturbinatípusok tényleges hatásfokát mutatja.



8.16. ábra Az $\eta = C_p$ teljesítménytényezők a $J = \lambda$ gyorsjárési tényező függvényében (forrás: Google)

Mivel a szélesség még viszonylag állandó széljárású helyeken, például az Atlanti-óceán keleti (nyugat-európai) partján sem állandó, így az éves átlagos hatásfok az optimálistól eltérő gyakori szélességek miatt ennél az értéknél lényegesen rosszabb. A szélturbinák előnye viszont, hogy ez az energiaforrás kevés környezeti ártalmat okoz. Napjainkban a szélenergia kihasználása terjedőben van.

9. Áramlástechnikai gépek üzemtana

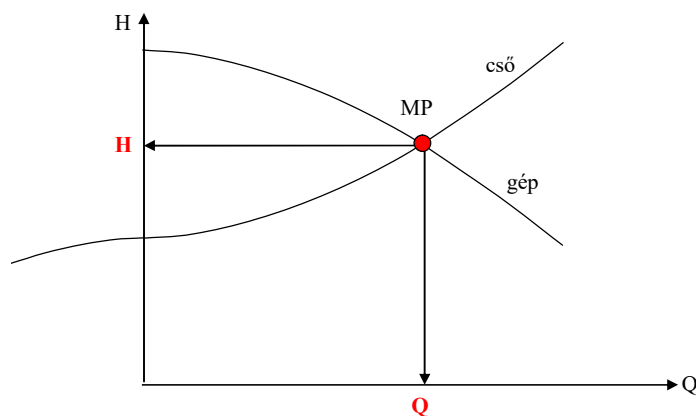
Az üzemtan az alábbi fejezetekre tagozódik:

1. Munkapont, munkapont stabilitása
2. Szivattyú indítása
3. Stacionárius üzem $\left. \begin{array}{l} - \text{soros} \\ - \text{párhuzamos} \end{array} \right\} \rightarrow \text{kapcsolás}$
4. Szivattyú üzem leállítása
5. Az üzemtan numerikus módszereinek alapjai

9.1 Munkapont, munkapont stabilitása

A munkapont az áramlástechnikai gép és a gépet tartalmazó berendezés (csővezeték) egyensúlyi üzemállapota.

Azonos átáramló tömeg-, illetve térfogatáram mellett az áramlástechnikai gép által létrehozott fajlagos munka éppen annyi, mint amekkora a berendezés igénye. Geometriailag az áramlástechnikai gépek jelleggörbéjének és a berendezés jelleggörbéjének MP • metszéspontja (ld. az alábbi ábrán).



9. 1. ábra

A munkapont lehet stabilis vagy labilis.

A munkapont **stabilis**, ha az üzemet a munkapontból kitérítve (megzavarva) visszaáll az eredeti munkapont. A munkapont körül linearizálható mind a gép, mind a csővezeték jelleggörbéje. A gép által bevezetett $H_{gép}$ fajlagos munka és a csővezeték által igényelt $H_{cső}$ fajlagos munka különbsége a $H_{gyorsító}$ gyorsító munka. Elsőfokú Taylor-polinommal közelítve a jelleggörbéket:

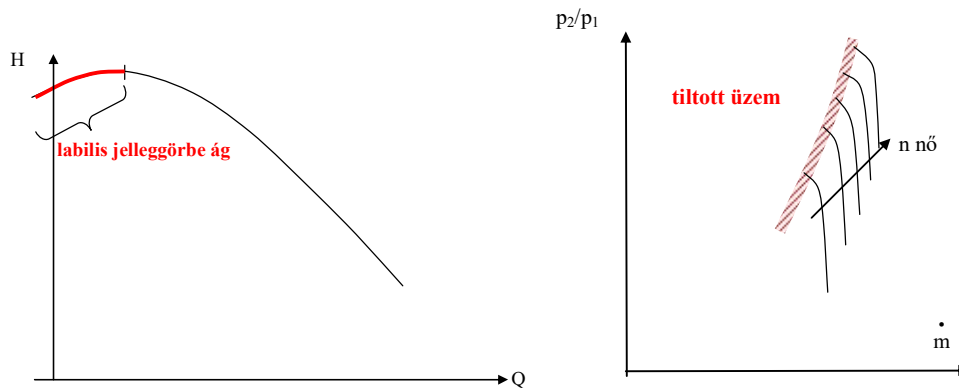
$$\begin{aligned}
 H_{cs\ddot{o}} &= H_{MP} + \left. \frac{dH}{dQ} \right|_{cs\ddot{o}} \cdot (Q - Q_{MP}) \\
 H_{g\acute{e}p} &= H_{MP} + \left. \frac{dH}{dQ} \right|_{g\acute{e}p} \cdot (Q - Q_{MP}) \\
 H_{gyorsit\ddot{o}} &= H_{g\acute{e}p} - H_{cs\ddot{o}} = \left[\left. \frac{dH}{dQ} \right|_{g\acute{e}p} - \left. \frac{dH}{dQ} \right|_{cs\ddot{o}} \right] \cdot (Q - Q_{MP})
 \end{aligned}
 \tag{9.1}$$

A stabilitás feltétele, hogy

$$\left[\left. \frac{dH}{dQ} \right|_{g\acute{e}p} - \left. \frac{dH}{dQ} \right|_{cs\ddot{o}} \right] < 0
 \tag{9.2}$$

legyen, ekkor a Q térfogatáram növekedése negatív gyorsító fajlagos munkát jelent, visszaáll a Q_{MP} érték. Mivel $\left. \frac{dH}{dQ} \right|_{cs\ddot{o}} \geq 0$, így labilis üzem csak $\left. \frac{dH}{dQ} \right|_{g\acute{e}p} > \left. \frac{dH}{dQ} \right|_{cs\ddot{o}} > 0$ esetén lehetséges,

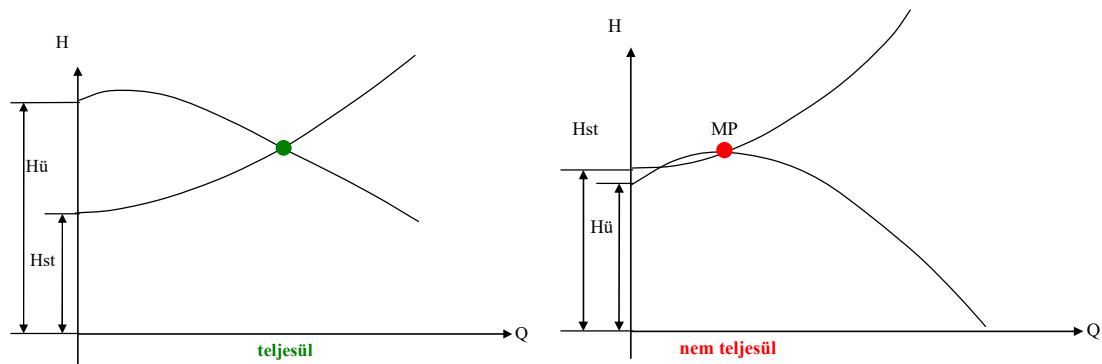
ilyenkor labilis jelleggörbe ágról beszélünk. Korábról (ld. a 3.1. ábrát) ismert, hogy az előrehajló lapátózású járókerekek jelleggörbéjének biztosan van emelkedő szakasza. A közeg összenyomhatósága növeli a labilis üzem veszélyét, ezért kompresszorok esetén feltétlenül kerülni kell a labilis jelleggörbe ágon az üzemet még akkor is, ha a (9.2) feltétel teljesül.



9. 2. ábra Labilis szivattyú jelleggörbe ág, kompresszor jelleggörbék

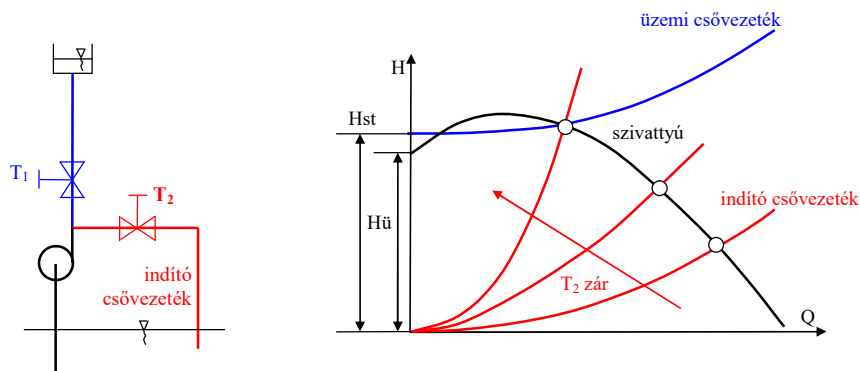
9.2 Szivattyú indítása

A szivattyú indításának van egy úgynevezett **belső feltétele**, a szivattyú üresjárású szállítómagassága legyen nagyobb a csövezeték statikus szállítómagasság igényénél, azaz: $H_{\ddot{u}} > H_{st}$.



9. 3. ábra Teljesül-e a szivattyú indításának belső feltétele?

Ha az indítás belső feltétele nem teljesül, akkor az indítás a tolózár nyitásával a névleges n motorfordulatszám mellett nem lehetséges, bár az MP • stabilis munkapontban lehetséges az üzem. Megoldás: indítóvezeték, ennek révén az MP munkapontot a nagy térfogatáramok felől közelítjük meg.

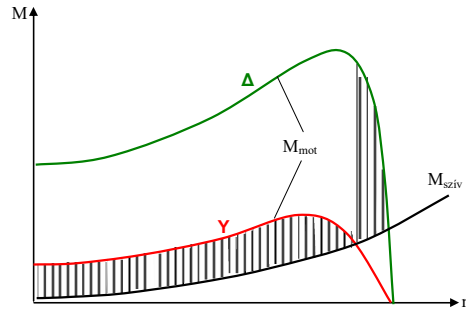


9. 4. ábra Indítóvezetékes indítás

Az indítás lépései: T_1 és T_2 zárt állapotban, motor indítás; T_2 nyitása, majd újbóli lassú zárása. Ha a T_1 tolózár alatti nyomás már nagyobb, mint a T_1 tolózár fölötti nyomás, akkor nyitható T_1 és T_2 teljesen lezárható.

Az indítás további feltételei:

- gépészeti (csapágyak, tömítések, stb. állapota),
- villamos hajtás (csillag vagy csillag/delta kapcsolásban indítjuk a motort),



9.5 ábra Motornyomaték Δ , illetve Y kapcsolásban

- ha a szivattyú nem „önfelszívó”, akkor indítás előtt vízzel fel kell tölteni,
- radiális átömlésű gépet zárt, axiális átömlésű gépet nyitott tolózárral kell indítani, mert ez biztosítja a minimális áramfelvételt indításkor (ld. 4.8. ábra középső grafikonjait).

9.3 Stacionárius üzem

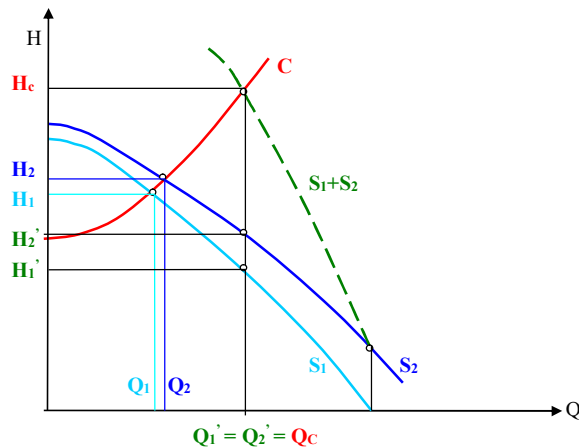
Alapesetben egyetlen áramlástechnikai gép dolgozik egy csővezetékre. Ha a kialakuló térfogatáram kevés, akkor több gép kapcsolható sorba vagy párhuzamosan.

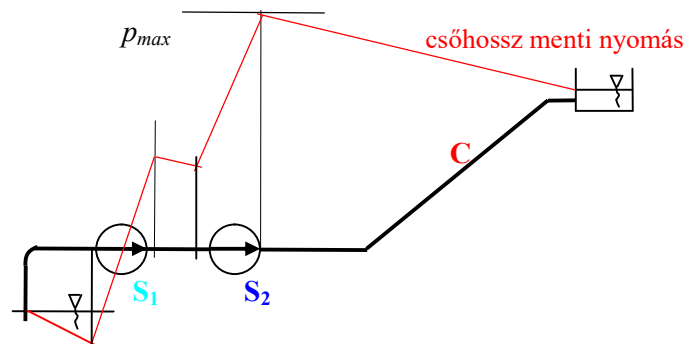
9.3.1 Soros kapcsolás

A szivattyúk fajlagos munkája (szállítómagassága) összeadódik, miközben a térfogatáram mindkét gépre ugyanaz. A két gépet helyettesítő eredő szivattyú szállítómagassága és térfogatárama az alábbi képletekkel definiálható:

$$\begin{aligned} H_{eredő} &= H'_1 + H'_2 \\ Q_{eredő} &= Q'_1 = Q'_2 \end{aligned} \quad (9.3)$$

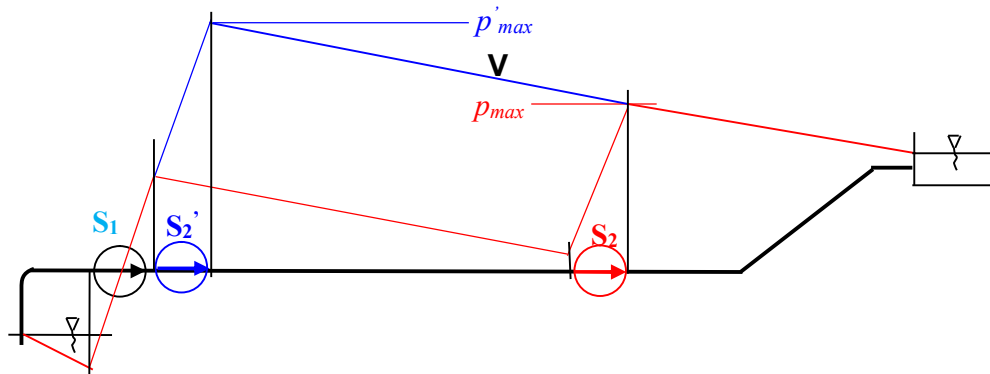
Egyedi üzemben a jelleggörbék, $H_1(Q_1)$, illetve $H_2(Q_2)$ adottak. A (9.3) képletek szerint azonos Q térfogatáramoknál a H szállítómagasságok összegzésével kapjuk az eredő áramlástechnikai gép szállítómagasságát, térfogatáramát.





9. 6. ábra Szivattyúk soros üzem; grafikon és elrendezés, utóbbin látható a nyomás változása a cső hossza mentén

Hosszú csővezeték esetén a $H_c = H_{st} + BQ^2$ jelleggörbe meredek, B nagy a nagy L (csőhossz) miatt. Ha a két gép, S_1 és S_2 egymás után közvetlenül van kötve, akkor S_2 után nagy a p_{max} nyomás, ami a medence felé csökken. A két (esetleg több) gépet a csőhossz mentén egyenletesen elhelyezve, azaz az S_2 jelű szivattyút hátrébb helyezve a maximális nyomás kisebb lesz, amint az a 9.7. ábrán látható, így a cső lehet vékonyabb falú, olcsóbb.



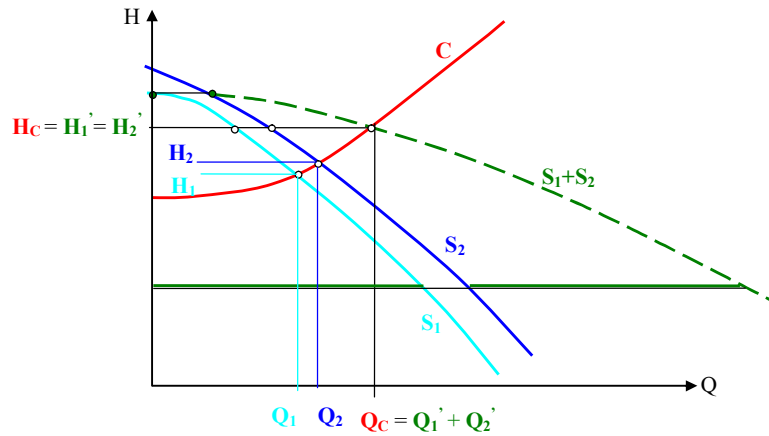
9. 7. ábra Soros üzem a csővezeték mentén elosztott szivattyútelepekkel

9.3.2 Párhuzamos kapcsolás

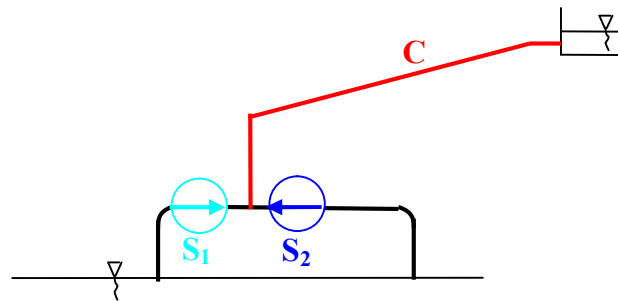
A szivattyúk térfogatárama összeadódik, miközben fajlagos munkájuk (szállítómagasságuk) a két gépre ugyanaz. A két gépet helyettesítő eredő szivattyú szállítómagassága és térfogatárama az alábbi:

$$\begin{aligned} Q_{eredő} &= Q_1 + Q_2 \\ H_{eredő} &= H_1 = H_2 \end{aligned} \quad (9.4)$$

Egyedi üzem a jelleggörbék, $H_1(Q_1)$, illetve $H_2(Q_2)$ most is adottak. A (9.4) képletek szerint azonos H szállítómagasságoknál a Q térfogatáramok összegzésével kapjuk az eredő áramlástechnikai gép térfogatáramát, szállítómagasságát.

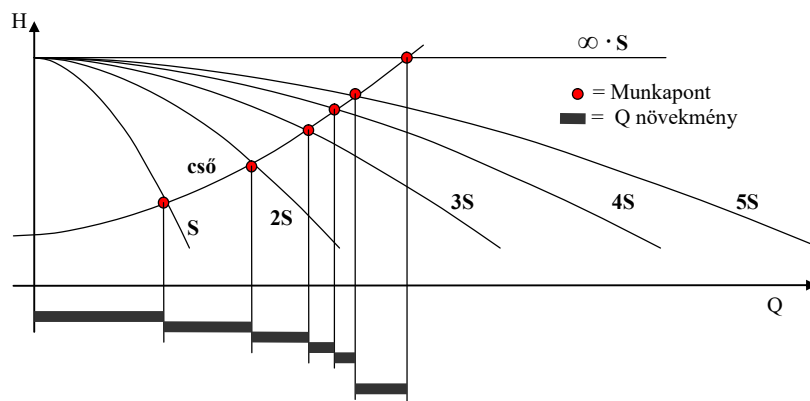


9. 8. ábra Szivattyúk soros üzeme; grafikon



9. 9. ábra Szivattyúk párhuzamos üzeme; elrendezés

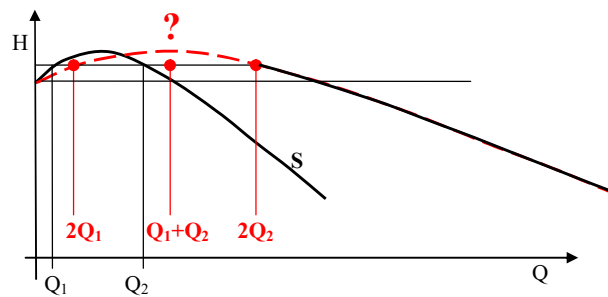
A párhuzamos üzem még sok gép esetén sem ad lényeges térfogatáram növekedést az egyedi üzemhez képest.



9.10. ábra A második, harmadik és a további gépek miatti Q - növekmények

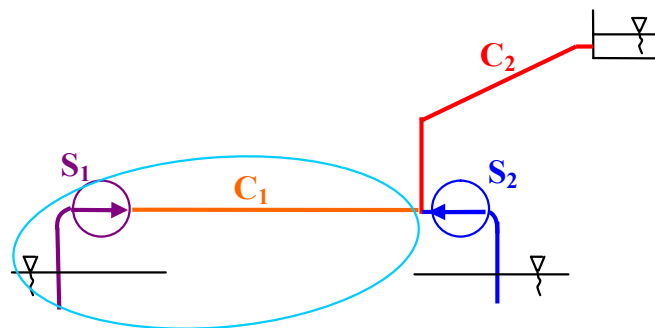
A 9.10. ábrából megállapítható, hogy 4-5 gépnél többet nem érdemes párhuzamos üzemben használni.

Labilis jelleggörbe ágú szivattyúk párhuzamos üzeme tilos, mert nem egyértelmű az eredő.

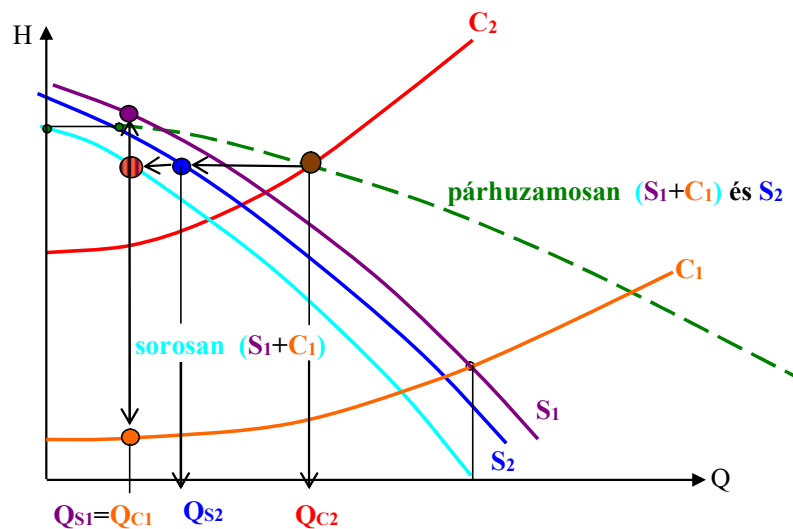


9.11. ábra Labilis jelleggörbék esetén párhuzamos üzemen nem szerkeszthető eredő

Nemcsak áramlástechnikai gépeket, hanem csővezetéseket is lehet sorba, illetve párhuzamosan kapcsolni, sőt áramlástechnikai gépeket és csövet is lehet egymással sorba kapcsolni, akkor az áramlástechnikai gépek fajlagos munkája pozitív ($H_{S1} > 0$), a csőé negatív ($H_{C1} < 0$), azaz a H szállítómagasságok összegzése az előjel figyelembe vételével kell, hogy történjen.



9.12. ábra Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk összekötő csővel. Elrendezés



9.13. ábra Párhuzamosan kapcsolt szivattyúk összekötő csővel. Grafikon

9.4 Szivattyú üzem leállítása

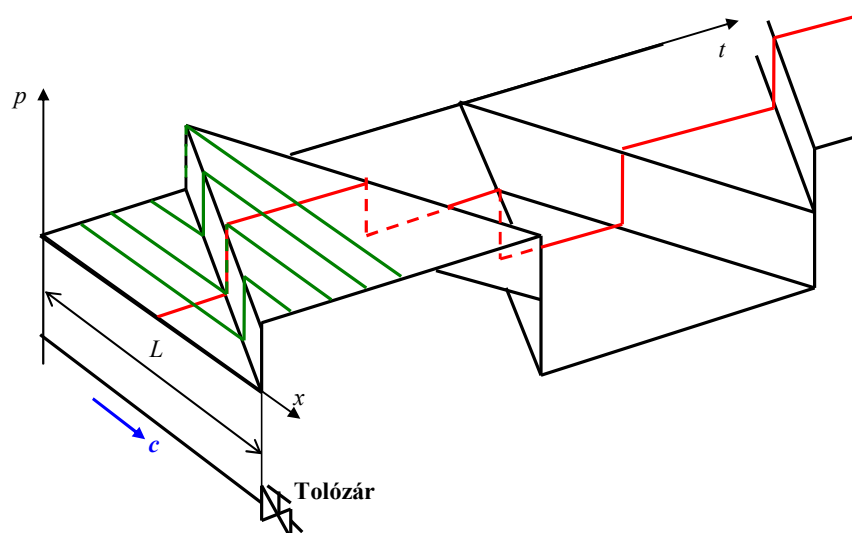
Hosszú csővezetékek esetén nem hagyható figyelmen kívül a csőben lévő folyadékoszlop tehetetlensége, ami leálláskor lassul, de ehhez a stacionárius üzemi nyomáshoz képesti nyomáscsökkenés/növekedés szükséges. Ez nyilvánvaló, ha az impulzus tételre gondolunk. Allievi elmélete szerint kiszámítható az a Δp nyomásváltozás, ami a csőbeli c folyadéksebesség Δc -vel való megváltoztatásához szükséges (ld. Lajos Tamás: Az Áramlástan alapjai 316-317. oldal). A cső elején létrejövő Δp nyomáscsökkenés vagy a cső végén létrejövő Δp nyomásnövekedés egyaránt okozhat Δc sebességcsökkenést a csőben. A két változás kapcsolata:

$$\Delta p = \pm \rho \cdot a \cdot \Delta c \quad (9.5)$$

Itt ρ a folyadék sűrűsége, a a nyomáshullám terjedési sebessége. Utóbbi vékonyfalú lineárisan rugalmas anyagú csövek esetén a D csőátmérő, δ csőfal vastagság, E_c csőfal rugalmassági modulus és E_f folyadék rugalmassági modulus alapján így számítható:

$$a = \sqrt{\frac{E_r}{\rho}}, \quad E_r \text{ a redukált rugalmassági modulus} \quad \frac{1}{E_r} = \frac{1}{E_f} + \frac{D}{\delta \cdot E_c} \quad (9.6)$$

Acélcsővekben nagyságrendileg $a = 1000$ m/s, a víz sűrűsége $\rho = 1000$ kg/m³, így a (9.5) képlet szerint 1 m/s sebesség változáshoz 10⁶ Pa = 10 bar nyomásváltozás szükséges, ezt esetleg a csőfal nem viseli el, megreped. Allievi elmélete azonban **csak akkor** igaz, ha a sebességváltozás az úgynevezett főidőn belül következik be. A **főidő** $T_f = 2L/a$, ahol L a cső hosszát jelöli. Hosszú csövek (L nagy érték) esetén T_f értéke nagy, így esély van arra, hogy ez alatt az idő alatt a sebesség jelentősen csökken.



9.14. ábra A p nyomás változása csővégi hirtelen zárásakor **időben** a cső egy pontjában, illetve a **csőhossz mentén** egymást követő időpontokban

A 9.14. ábrán a $p(x,t)$ felület látható, azaz a p nyomás, mint függő változó az x csőhossz és a t idő függvényében végtelen gyors csővégi zárás esetén mintegy 2,5 főidőn át.

A nyomásfelület $x = \text{áll.}$ helyen vett metszete a nyomás időbeli változását, azaz a **$p(t)$ függvényt** mutatja, a $t = \text{áll.}$ helyen vett metszet pedig a nyomás csőhossz menti változását, a **$p(x)$ függvényt**, több ilyen metszet látható az ábrán egymást követő időpontokra. Jól látható a

zöld vonalak alapján, hogy a megnőtt nyomásszint a tolózár felől egyre hosszabb csőszakaszra terjed ki, ahogy a nyomáshullám végigfut a csövön. A piros vonal pedig azt szemlélteti, hogy a cső egy szelvényében a nyomás hosszú időn át nagyobb a stacionárius kiindulási nyomásnál, azután visszaesik arra az értékre, majd a stacionárius értéknél kisebb nyomás alakul ki (depresszió) és ez ismétlődik periodikusan.

Bonyolultabb, két-három csőnél, szivattyúnál több elemet vagy csőhurkokat tartalmazó hálózatok stacionárius állapotát: a csövek térfogatáramát és a csomópontok (csőcsatlakozások) nyomását grafikus úton nem tudjuk meghatározni. Ilyenkor numerikus módszerekre van szükség. Az üzemtan numerikus módszereinek alapjait a **3. Függelék** tartalmazza.

10. Áramlástechnikai gépek vezérlése

Áramlástechnikai gépek üzemállapota, munkapontja külső beavatkozások nélkül kiadódik.

Ezzel a berendezésen átáramló térfogatáram ismert. Gyakran előfordul azonban, hogy a technológia vagy az üzem fogyasztói igénye ettől eltérő térfogatáramot kíván. Ilyen esetben különféle lehetőségek kínálkoznak a térfogatáram módosítására.

A módszerek alapvetően kétfélék, vagy a berendezést vagy az áramlástechnikai gépet befolyásoló változtatást hajtunk végre.

Első esetben a **csővezeték jelleggörbéje módosul**, az áramlástechnikai gép jelleggörbéje változatlan marad, így új metszéspont (munkapont) jön létre a kívánt térfogatáramnál.

Második esetben a csővezeték jelleggörbéje változatlan marad, az **áramlástechnikai gép jelleggörbéje módosul**, így ismét új metszéspont (munkapont) jön létre a kívánt térfogatáramnál.

Mindkét esetben többféle megoldás adódik. A vezérlési módok ezek alapján csoportosíthatók:

- Csővezeték jelleggörbéje módosul. E csoportban a lehetséges vezérlési módok:
 - fojtás,
 - megkerülő vezeték.
 - megcsapoló vezeték.
- Áramlástechnikai gép jelleggörbéje módosul. E csoportban a lehetséges vezérlési módok:
 - fordulatszám változtatás,
 - előperdület változtatás,
 - lapátállítás.

Nem minden géptípus esetén *lehetséges* mindegyik vezérlési mód és nem minden berendezés típus esetén *javasolható* mindegyik vezérlési mód. Erre a szempontra a részletes ismertetésben kitérünk.

A vezérlési módok közötti választást befolyásolja azok beruházási költsége, gazdaságossága (hatásfoka, fajlagos energiafelhasználása), helyigénye, az az igény, hogy a térfogatáramot csökkenteni vagy növelni kell.

Egy vezérlés **hatásfoka** az a viszony, hogy **mekkora lenne a szükséges teljesítmény** az új térfogatáramot adó üzemben, ha beavatkozás nélkül ez az új térfogatáram valósulna meg a kapcsolódó elemek megfelelő párosításával, illetve mekkora a **tényleges teljesítmény** felvétel, a hatásfok e két teljesítmény **hányadosa**.

A **fajlagos energiafelhasználás** szintén egy viszony. A megvalósítandó térfogatáram van ár kapcsolatban az üzem céljával, ha az eladható termék valamilyen folyadék, vagy ha a termék létrehozásához valamilyen folyadékmennyiség áramoltatása szükséges.

A **b** pénz bevétel ilyenkor arányos a **Q** térfogatárammal.

A **k** pénz költség pedig arányos az ehhez szükséges **P_δ** áramlástechnikai gép teljesítménnyel (vagy az azt hajtó motor teljesítményével).

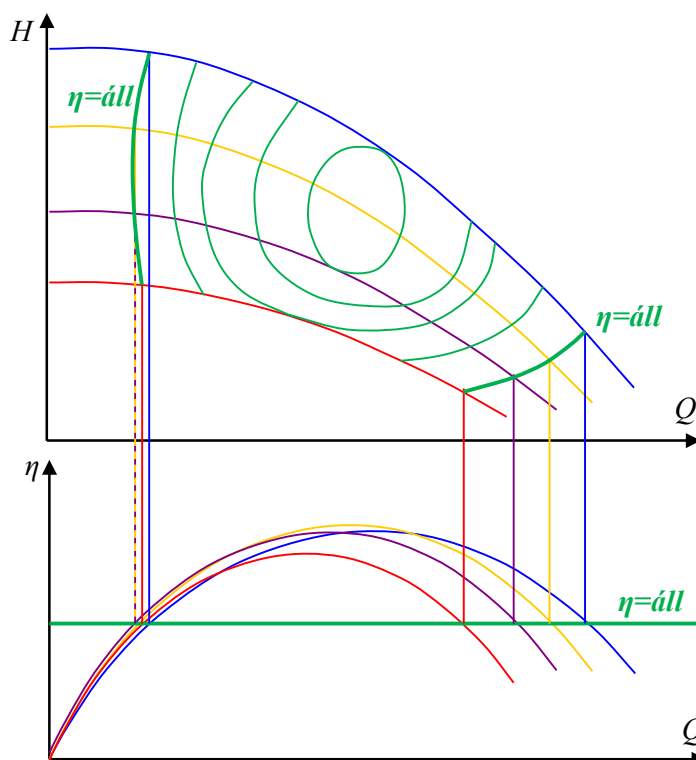
Az **f** fajlagos energiafelhasználás definíciója:

$$\frac{k}{b} \approx f = \frac{P_{\delta}}{Q} \quad (10.1)$$

10.1 Kagylódiagram

Amennyiben a második csoportba tartozó vezérléskor valamilyen paraméter (fordulatszám, előperdület, lapátszög) megváltoztatásával érhető el a kívánt munkapont, akkor az üzemeltető jogos igénye, hogy a jelleggörbék közül azonnal lássa, melyek üzemállapotban mekkora az áramlástechnikai gép hatásfoka. Az ilyen egyparáméteres jelleggörbe csoportba

berajzolhatóak az azonos hatásfokokat összekötő $\eta = \text{állandó}$ vonalak, melyek a térképek szintvonalaira vagy idős kagylók éves növekedési vonalaira hasonlítanak. Ez utóbbi hasonlóság a név magyarázata. Ha például az n fordulatszám a paraméter, melynek értéke rendre n_1, n_2, n_3, n_4 , akkor az alábbi kagylódiagram szerkeszthető.



10.1. ábra Kagylódiagram szerkesztése. A négy fordulatszám, $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$ mellett mért hatásfokgörbét elmszve egy $\eta = \text{áll.}$ vonallal és a metszéspontokat felvetítve a megfelelő fordulatszámon mért $H(Q)$ jelleggörbére kiadódnak az $\eta = \text{áll.}$ hatásfok kagylóvonal pontjai

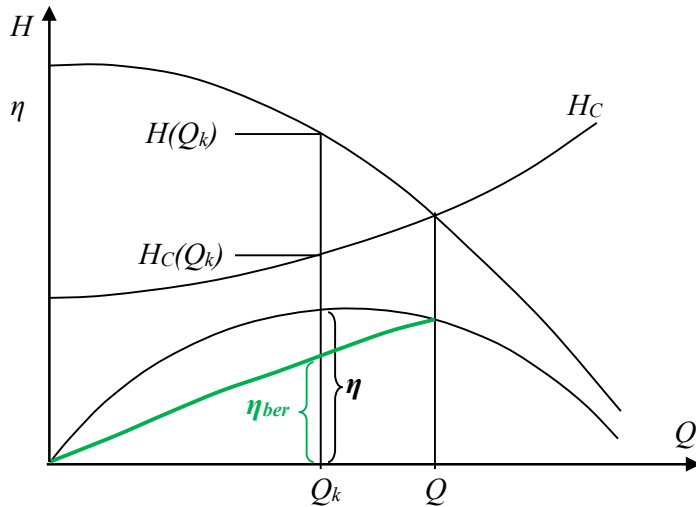
Kagylódiagramot a második vezérlési csoport mindegyik vezérlési típusában (fordulatszám változtatás, előperdület változtatás, lapátállítás) szokás szerkeszteni és használni.

10.2 Vezérlés fojtással

Az áramlástechnikai gép nyomóvezetékébe beépített zárószerkezet teljesen nyitott állapotában kialakul egy munkapont. Ezt a munkaponti térfogatáramot a zárószerkezet részleges zárásával fokozatmentesen csökkenteni lehet. A kívánt Q_k térfogatáram beállítása fojtással a fojtásos vezérlés.

E vezérlési mód esetén a szivattyú $\eta(Q_k)$ hatásfoka akár látszólag nőhet is az eredeti munkaponthoz képest, de a berendezés hatásfoka biztosan csökken, hiszen a fojtáson folyamatos energia disszipáció történik. A berendezés hatásfokának definíciója a 10.2 ábra jelöléseivel:

$$\eta_{ber} = \frac{P_{h,C}}{P_{\dot{o},S}} = \frac{Q_k \cdot \rho \cdot g \cdot H_C(Q_k)}{\frac{Q_k \cdot \rho \cdot g \cdot H(Q_k)}{\eta(Q_k)}} = \eta(Q_k) \frac{H_C(Q_k)}{H(Q_k)} \quad (10.2)$$



10.2. ábra Fojtásos vezérlés. A berendezés hatásfokának szerkesztése

Az f fajlagos energiafelhasználás is definiálható a (10.1) képlettel, ha felhasználjuk a szivattyú bevezetett teljesítmény görbéjét, avagy azt a hatásfok alapján kiszámítjuk:

$$P_o(Q_k) = \frac{Q_k \cdot \rho \cdot g \cdot H(Q_k)}{\eta(Q_k)}$$

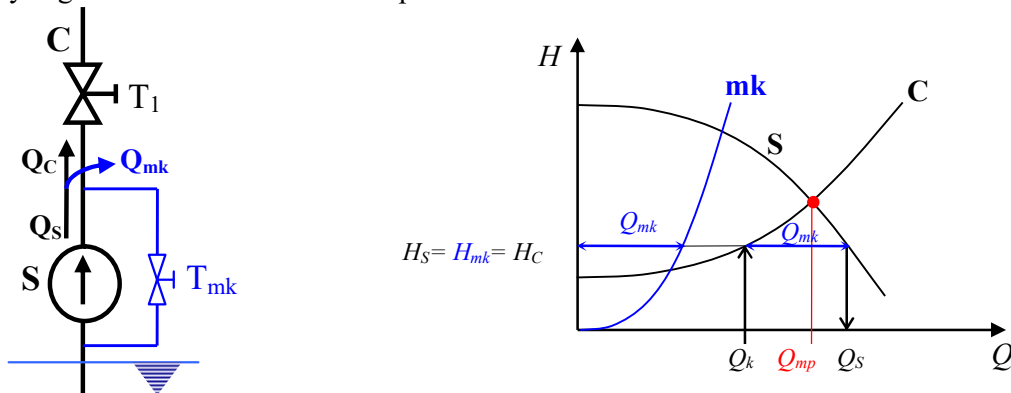
Ezzel az f értéke:

$$f = \frac{P_o(Q_k)}{Q_k} = \frac{Q_k \cdot \rho \cdot g \cdot H(Q_k)}{Q_k \cdot \eta(Q_k)} = \frac{\rho \cdot g \cdot H(Q_k)}{\eta(Q_k)} \quad (10.3)$$

Mint a képletből látható, csökkenő térfogatáramok esetén, amikor a hatásfok tart a zérushoz, az f végtelenhez tart, erősen lefojtott szivattyú üzeme rendkívül gazdaságtalan.

10.3 Vezérlés megkerülő vezetékkel

Ha a szivattyú térfogatárama egy berendezésben nyitott elzáró szerkezet esetén meghaladja a kívánt térfogatáramot, akkor a felesleg egy megkerülő vezetéken keresztül visszavezethető a szívóoldalra. A megkerülő vezetékbe beépített szelep segítségével a visszakeringtetett mennyiség változtatható. A csövek kapcsolása az alábbi 10.3. ábrán látható.



10.3. ábra Megkerülő vezetékes vezérlés kapcsolási vázlata, jelleggörbék

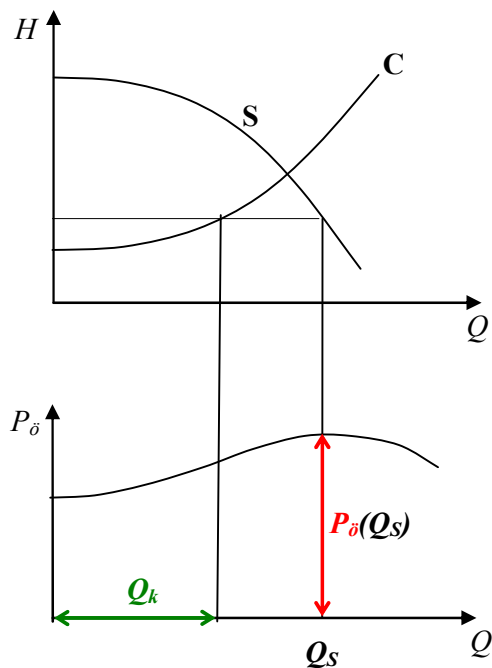
A 10.3. ábra bal oldalán látható elrendezés szerint az S szivattyú csak a C csővezetékbe szállít folyadékot, ha a T_1 tolózár nyitva van és a megkerülő vezeték T_{mk} elzáró szerkezete zárva van. Az ekkor kialakuló munkapont térfogatárama Q_{mp} . Amennyiben ez több, mint a technológia által kívánt Q_k térfogatáram, úgy a felesleget a megkerülő vezetéken kell visszakeringetni.

Mekkora a Q_{mk} felesleg?

A jobb oldali ábrán látható, hogy a C csővezeték szállítómagasság igénye Q_k térfogatáramnál H_c . Ennél a szállítómagasságnál a szivattyú Q_s térfogatáramot szállít, ami $Q_{mk} = Q_s - Q_k$ értékkel nagyobb a kívántnál. Ezt kell visszavezetni az **mk megkerülő vezetéken**.

Ezek után megszerkeszthető a megkerülő vezeték jelleggörbéje is, hiszen a szivattyúval együtt zárt hurkot alkot, melynek statikus szállítómagassága zérus, így a jelleggörbe alakja origón átmenő másodfokú parabola, melynek egyenlete $H = A \cdot Q^2$. Az A együttható így számítható: $A = H_{mk} / Q_{mk}^2$.

Az A együttható ismerete alapján becsülhető a megkerülő vezeték átmérője, kiválasztható a szelep mérete, ezek biztosítják azt, hogy elegendő térfogatáramot lehessen visszakeringetni a megkerülő vezetéken.



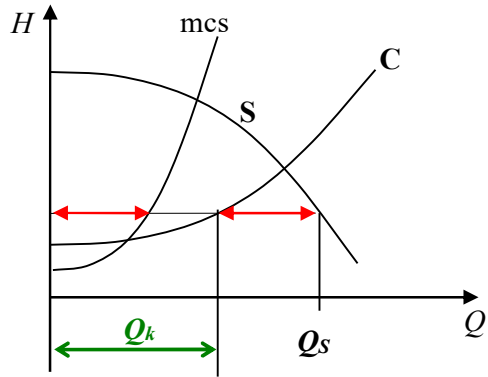
10.4.a. ábra az f fajlagos energiafelhasználás kiszámításához

A (10.1) definíció szerint a fajlagos energiafelhasználás egyenesen arányos a szivattyú P_δ teljesítményével és fordítva arányos a berendezésben szállított Q_k térfogatárammal, így nem a Q_k -hoz tartozó, hanem általában annál nagyobb teljesítmény a mérvadó.

Ezen úgy lehet segíteni, hogy a felesleges folyadékot nem a szívóoldalra vezetik vissza, hanem egy tartályban gyűjtik össze, és valamilyen célra hasznosítják, úgynevezett megcsapoló vezetékét építenek ki.

10.4 Vezérlés megcsapoló vezetékkel

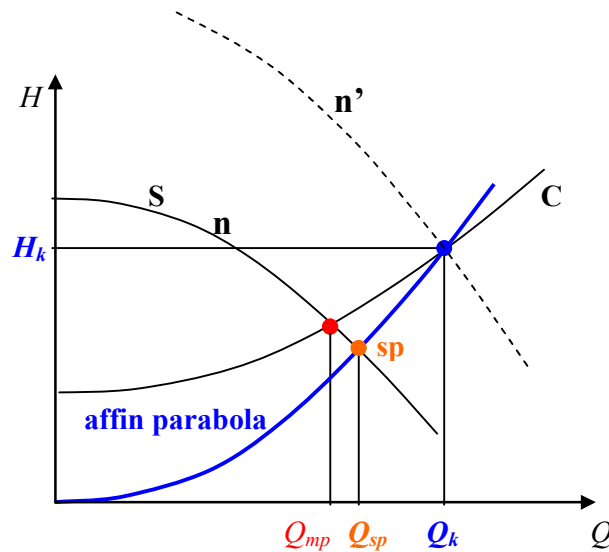
Ez a vezérlési mód csak abban különbözik a megkerülő vezetékes vezérléstől, hogy a megcsapoló vezeték statikus szállítómagassága általában nem zérus, tehát a 10.3. ábra mk jelű vezetéke felfelé van eltolva (ld. a 10.4.b ábra „mcs” jelű csővezeték jelleggörbéjét) és a fojtás ennek figyelembe vételével állítandó be.



10.4.b ábra Megcsapoló vezetékes vezérlés üzeme

10.5 Vezérlés fordulatszám változtatással

Az affinitás kapcsán a 4. fejezetben láttuk, hogy az áramlástechnikai gép fordulatszámának változtatásával a térfogatáram lineárisan, a fajlagos munka (szállítómagasság, össznyomás különbség) négyzetesen változik. Ezt használjuk ki ennél a vezérlési, illetve szabályozási módnál. Fontos azonban, hogy a (4.13), (4.14) arányosságok csak a 4.2. ábra szerinti affín parabolák pontjai között érvényesek. A Q_k térfogatáramot biztosító új fordulatszám meghatározását az alábbi ábra alapján végzett gyors számolás segíti.



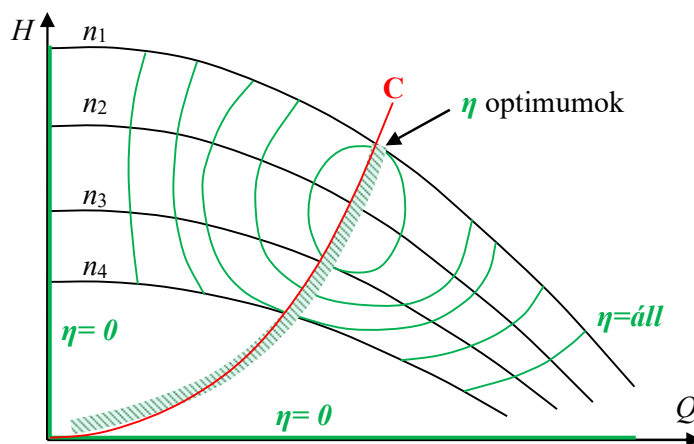
10.5. ábra Vezérlés fordulatszám változtatással

Az n fordulatszámú gép jelleggörbéje az S görbe, ez a csővezeték C jelleggörbéjével a \bullet munkapontot adja Q_{mp} térfogatárammal, amely nem elegendő. A kívánt térfogatáram Q_k . Mekkora fordulatszámot kell ehhez például frekvenciaváltóval beállítani?

Használjuk az affinitást. Ismert az új \bullet munkapont helye a C jelleggörbén, Rajzoljunk ezen át egy **affin parabolát**, ezt megtehetjük, mert annak egyetlen ismeretlenét, meredekségét egy pontja meghatározza. Az affin parabola az S jelleggörbét a \bullet sp jelű **segédpontban** metszi el, melynek abszcisszája Q_{sp} . Most már felírhatjuk az affinitás (4.13) képletét:

$$\frac{n'}{n} = \frac{Q_k}{Q_{sp}}, \text{ ahonnan} \quad n' = n \cdot \frac{Q_k}{Q_{sp}} \quad (10.4)$$

A fordulatszám változtatásos vezérlés fajlagos energiafogyasztása a jelleggörbék alapján meghatározható. Figyelembe kell venni a villamosmotor hatásfokának megváltozását is. A gazdaságosság másik mérőszáma a hatásfok. A kagylódiagram erről ad tájékoztatást. A 10.6. ábrán megrajzolt sávban vagy ahhoz közel haladó **C csővezeték jelleggörbe** esetén vezérlés során a hatásfokok a lehető legjobb értékeket érik el. Ilyen lehet a keringető szivattyús rendszerek és a ventilátoros szellőztető rendszerek jelleggörbéje.

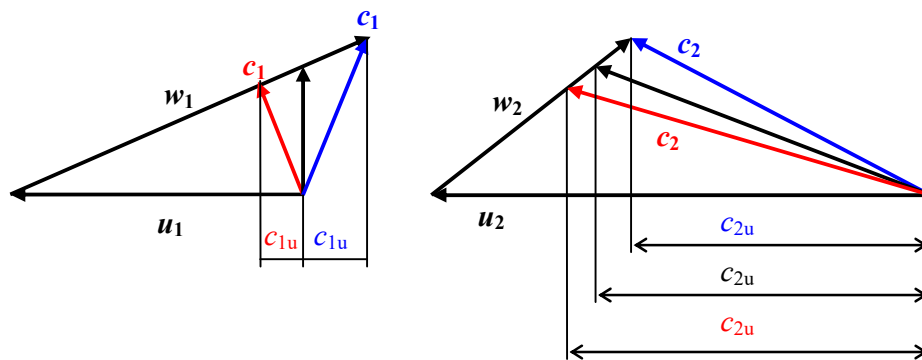


10.6. ábra Kagylógörbék fordulatszám változtatás esetén, az optimális hatásfokok sávja

10.6 Vezérlés előperdület változtatással

Az eddigiekben mindig feltételeztük, hogy az áramlástechnikai gép szívóoldalára, a járókerék elé perdületmentesen érkezik a folyadék. A (2.5) Euler-turbinaegyenletben emiatt a $c_{u1}u_1$ tag zérus. Éppen az ettől eltérő esetben rejlik a lehetőség használja ki ez a vezérlési mód.

Az **előperdület pozitív**, ha a járókerékre érkező folyadék a járókerék forgásirányával megegyező irányban forog, az ellentétes irányú **előperdület negatív**. A belépő sebességi háromszögben a c_1 sebességvektor az u_1 kerületi sebesség vektorral 90° -nál kisebb szöget zár be pozitív és 90° -nál nagyobb szöget negatív előperdület esetén.



10.7. ábra Jó áramlási irányt biztosító belépő és kilépő sebességi háromszögek előperdület változtatás esetén

A járókerékre érkező folyadék iránya akkor jó hidraulikailag – nem okoz leválást – ha a folyadék simán áramlik a lapátra, tehát a w_1 sebességvektor iránya egyezze meg a tervezési iránnyal, ez biztosít jó üzemet. Ehhez, mint az ábrából látható,

pozitív előperdület esetén csökkentett térfogatáram – kisebb meridián sebesség komponens – negatív előperdület esetén növelt térfogatáram – nagyobb meridián sebesség komponens – szükséges.

A hidraulikailag jó üzemiállapotokban emiatt a kilépő sebességi háromszög is szükségszerűen változik. A relatív sebesség irányát a lapátózás meghatározza, ezen az egyenesen mozog a sebességi háromszög csúcsa.

Pozitív előperdület esetén a kisebb térfogatáramhoz nagyobb c_{2u} , negatív előperdület esetén a nagyobb térfogatáramhoz kisebb c_{2u} tartozik. A sebességkomponensek változását a 10.1. táblázatban foglaljuk össze. A 0 index a perdületmentes esetben mért jelleggörbe pontokat jelöli.

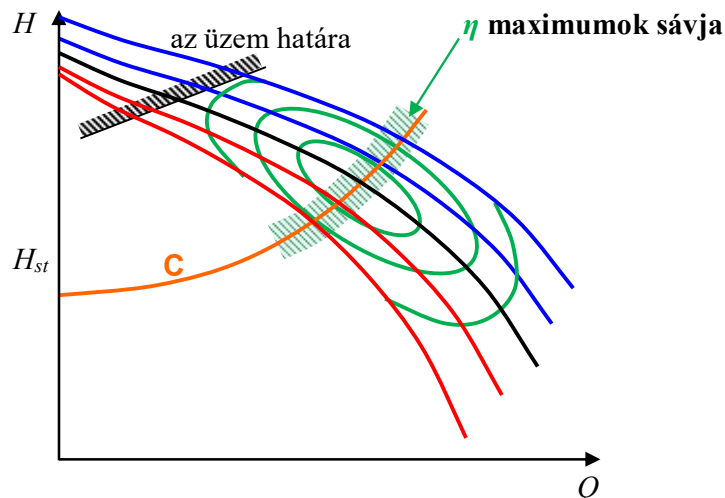
10.1. táblázat

A térfogatáram és a szállítómagasság változása előperdület változtatás esetén

előperdület	c_{1u}	$Q \sim c_{1m} \sim c_{2m}$	c_{2u}	$H \sim u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$
negatív	$c_{1u} < c_{1u,0}$	$Q > Q_0$	$c_{2u} < c_{2u,0}$	$H \approx H_0$
zérus	$c_{1u} = c_{1u,0} = 0$	$Q = Q_0$	$c_{2u} = c_{2u,0}$	$H = H_0$
pozitív	$c_{1u} > c_{1u,0}$	$Q < Q_0$	$c_{2u} > c_{2u,0}$	$H \approx H_0$

Összefoglalva a táblázat eredményeit megállapítható, hogy a jelleggörbe pontok a szállítómagasság megtartása mellett pozitív előperdület esetén csökkenő, negatív előperdület esetén növekvő térfogatáramok irányába tolnak el, ahogyan azt a 10.8. ábra mutatja. Az ábrába berajzoltuk a **hatásfok kagylógörbék** alakját és a hatásfok maximumok sávját, továbbá egy ahhoz jól illeszkedő folyadékemelő **C** csővezeték jelleggörbéjét.

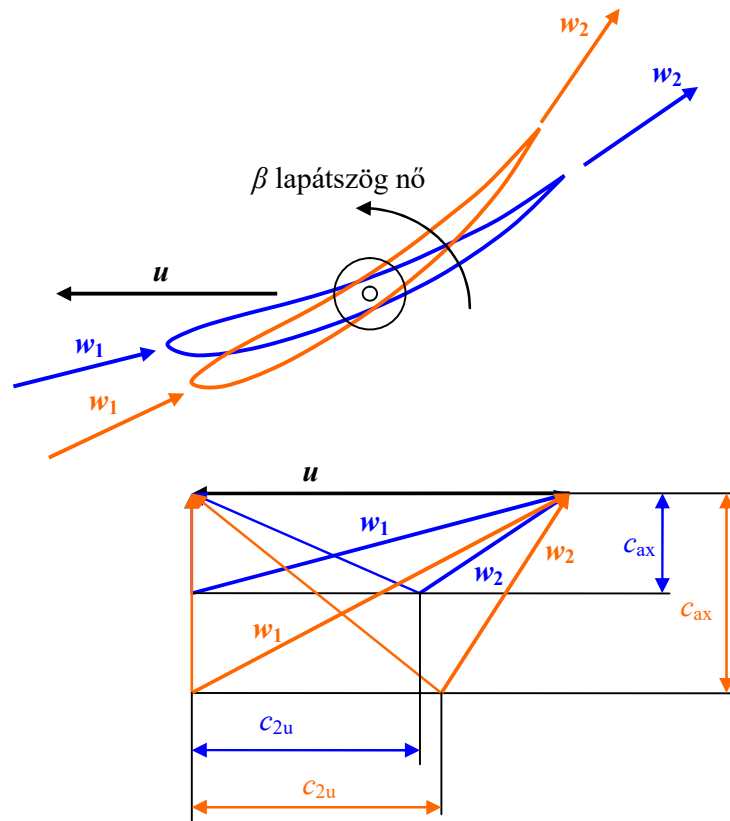
A fordulatszámváltoztatással, illetve az előperdület változtatással történő vezérlésről elmondottak alapján előbbit keringető, utóbbit emelő rendszereknél érdemes használni, természetesen a felmerülő beruházási költségek mérlegelése után.



10.8. ábra Pozitív, zérus, illetve negatív előperdületű félaxiális szivattyú jelleggörbék és a hatásfok kagylódiagram. A **C** csővezeték jelleggörbe jól illeszkedik a maximális hatásfokok sávjához. A labilis üzem veszélye miatti „üzem határát” a gyártó adja meg.

10.7 Vezérlés lapátállítással

Axiális átömlésű (szárnylapátos) szivattyúk – különösen egyedi nagy gépek – vezérlési módja a járókerék lapátok állítása akár üzem közben is. A lapátállítás a lapátot a szivattyútengelyhez rögzítő csapok elfordítását, ezzel a lapátok kerületi sebességgel bezárt szögének változtatását jelenti. Kisebb térfogatáram igény (kisebb axiális sebességkomponens) esetén a lapát hegyesebb szöget zár be a kerületi sebesség irányával, nagyobb térfogatáram esetén nagyobbat. Így a lapátra mindig jó irányból érkezik a folyadék, a hatásfok igen széles üzemi tartományban közel maximális értékű. A 10.9. ábra a lapátok és a be- valamint kilépő sebességi háromszögek alakját mutatja be. Az Euler-turbinaegyenlet, az elméleti térfogatáram és az abszolút sebesség komponenseinek kapcsolata alapján becsülhető a jelleggörbe módosulása. Mint látható, elérhető, hogy nagyobb térfogatáramhoz ($\sim c_{ax}$) kis mértékben növelt szállítómagasság ($\sim c_{2u}$) tartozzék, és eközben a folyadék simán áramoljon a lapátokra biztosítva a jó hatásfokot.



10.9. ábra Vezérlés lapátállítással, sebességi háromszögek módosulása

10.8 További szempont a szivattyús üzem megtervezéséhez

A legkedvezőbb üzemet természetesen az biztosítja, ha az optimális térfogatáramtól eltérő $Q_{kivánt}$ értékek esetén a többletet egy medencében – víztoronyban – tározzuk, illetve a hiányt abból pótoljuk. A víztorony beruházási költsége azonban tetemes, annak tőkeköltsége és a vezérlés miatti veszteségek többletköltsége alapján lehet dönteni, hogy érdemes-e beruházni.

11. Járókerék illesztése kívánt üzemállapothoz

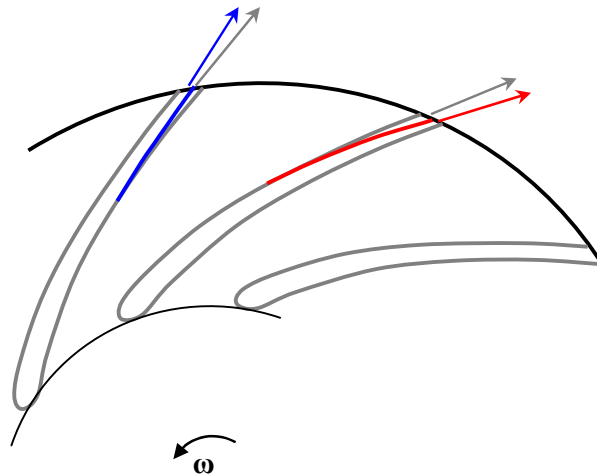
Ha nem kell rendszeresen változtatni az áramlástechnikai gép és az őt tartalmazó rendszer üzemállapotát, a szállított térfogatáramot, hanem egy tartósan megkívánt munkapontot kell pontosan beállítani, akkor a járókerék kismértékű átalakításával ez elérhető. Ez az átalakítás azonban visszafordíthatatlan. A gyakorlatban két átalakítási módot alkalmaznak, mindkettő forgácsoló megmunkálással valósítható meg. Ezek:

- a lapátvég lereszelése,
- a járókerék külső átmérőjének leesztergálása.

Míg a lereszeléssel a szállítómagasság növelhető vagy csökkenthető, addig leesztergálással a szállítómagasság csökken.

11.1 A lapátvég lereszelése és annak hatása a jelleggörbére

A gyártás folyamán az öntött járókerekek kilépő lapát vége általában néhány *mm* vastag élszalag formájú. Ezt az élszalagot lehet akár a lapát nyomott, akár a szívott oldalán a járókerék kilépő keresztmetszetének teljes b_2 szélességében elvékonyítani. Az alábbi 11.1. ábrán piros vonallal jelöljük a nyomott oldali, kék vonallal a szívott oldali lereszelés utáni lapát alakot.

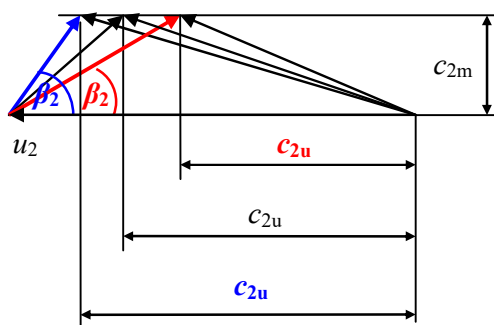


11.1. ábra Lapát végének lereszelése a **szívott**, illetve a **nyomott** oldalon,
A kilépő relatív sebesség irányának megváltozása

Ha a lapát szívott oldalát reszelik le, akkor a kilépő relatív w_2 sebesség és a járókerék kerülete által bezárt β_2 szög megnő a lereszelés előtti eredeti állapothoz képest. Nyomott oldali lereszelés esetén pedig csökken a β_2 szög (ld. a 11.2. ábrát). Emiatt a kilépő sebességi háromszög megváltozik, de állandó térfogatáram esetén a belépő sebességi háromszög nem változik meg. Így a kilépő sebességi háromszög c_{2m} magassága is változatlan. A megváltozott relatív sebesség irány miatt **szívott oldali lereszelés esetén** nő a kilépő abszolút sebesség c_{2u} kerületi komponense, ezzel **nő a járókerék szállítómagassága**. A **nyomott oldali lereszelés**

esetén csökken a kilépő abszolút sebesség c_{2u} kerületi komponense, ezzel csökken a járókerék szállítomagassága.

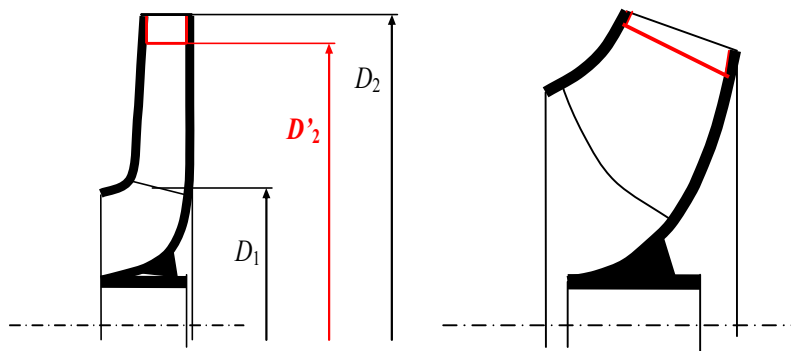
A lereszelés mértékének az élszalag szélessége szab határt, további lapátanyag lereszelése már a lapátok kilépő átmérőjét csökkentené. A Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék számos járókeréken elvégzett mérési tapasztalata alapján a hatásfok közel állandó értéke (esetleg kismértékű javulása) mellett a szállítomagasság lereszeléssel akár 5-8%-kal is megváltoztatható, így a kívánt munkapont pontosan beállítható.



11.2. ábra Sebességi háromszög eredeti állapotban és módosulása szívott, illetve nyomott oldali lapátvég lereszelés esetén

11.2 A járókerék külső átmérőjének csökkentése esztergálással és annak hatása a jelleggörbére

A másik, a gyakorlatban jól bevált munkapont illesztési lehetőség a járókerék külső átmérőjének csökkentése esztergálással. Ilyenkor a szállítomagasság csökken. A járókerék leesztergálásakor csak a lapátok végéből szabad anyagot eltávolítani, az elő és hátlapot változatlan átmérővel kell megtartani, amennyiben a járókerék és a ház között a résvesztés csökkentésére illesztett rések voltak eredetileg kialakítva. Az eredeti és a leesztergált járókerék meridián metszete ilyenkor az alábbi.



11.3. ábra Járókerék átmérői leesztergálás előtt és után radiális, illetve félaxiális járókerekek esetén

Mérési tapasztalatokon alapuló közelítő formulát ad a szakirodalom a jelleggörbe alakjának leesztergálás miatti módosulására. Egy K tényezőt definiálhatunk. A K tényező négyzete a

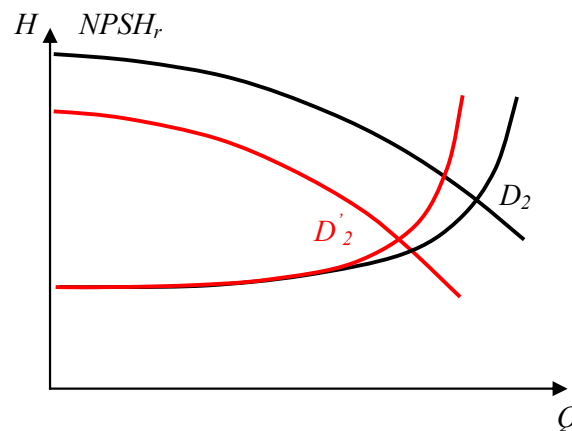
járókerék lapátozott gyűrű alakú felülete a leesztergálás után, elosztva az eredeti gyűrűfelülettel:

$$K = \sqrt{\frac{D_2'^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2}}. \quad (11.1)$$

Jó közelítéssel igaz, hogy a jelleggörbe az alábbi képletekkel transzformálódik:

$$\frac{Q'}{Q} = K; \quad \frac{H'}{H} = K^2. \quad (11.2)$$

A gyárak az eredeti átmérő 10-15%-val csökkentett, leesztergált átmérőkhöz megadják néhány diszkrét átmérő értékre a kimért gyári jelleggörbéket, és a grafikonra rárajzolják a hatásfok kagylógörbéket is. Ez az átalakítás a (11.2) képletek alapján azonban bármilyen esztergályos műhelyben „házilag” is elkészíthető. Fontos tudni, hogy a nagy térfogatáram tartományokban a leesztergált járókerékű szivattyúk $NPSH_r$ jelleggörbéje korábban kezd emelkedni, mint a leesztergálás előtti állapotban (lásd a 7.8. ábrát is).



11.4. ábra $NPSH_r$ jelleggörbék módosulása leesztergálás ($D_2' < D_2$) hatására a nagy térfogatáram tartományokban

12. Ventilátorok

12.1 Ventilátorok üzemi paramétere, jelleggörbéi

A lapátos járókereű ventilátorok működési elve teljesen azonos a korábban tárgyalt típusokéval (szivattyúk, vízturbinák, kompresszorok). Ha a nyomásemelkedés nem haladja meg a beszívott levegő nyomásának 20 %-át, akkor a levegő összenyomhatatlannak tekinthető, azaz az áramló **gáz ρ sűrűsége állandó**. A **helyzeti energia megváltozása minden esetben figyelmen kívül hagyható**.

A ventilátor által a gázon végzett munka fajlagos értékét $[J/m^3] = [N/m^2] = [Pa]$ mértékegységben adják meg, azaz a térfogategységre jutó fajlagos munkát használják ventilátorok jellemzésére, és Δp_{δ} össznyomás növekedésnek vagy össznyomás különbségnek nevezik. A ventilátor szívócsőjében mért átlagos értékeket s , a nyomócsőben mért átlagos értékeket n indexszel jelölve a fajlagos munka:

$$\Delta p_{\delta} = p_n + \frac{\rho}{2} c_n^2 - \left(p_s + \frac{\rho}{2} c_s^2 \right) = p_{\delta n} - p_{\delta s} \quad (12.1)$$

A ventilátorból a levegő fentiek szerint c_n sebességgel távozik, ami $\rho c_n^2/2$ fajlagos mozgási energiát jelent. A gyakorlatban szívott vagy nyomott üzemű épületgépészeti szellőztető rendszerekben ez az energia disszipáció miatt veszendőbe megy, csak a p_n nyomás hasznosul. Ez indokolja, hogy fajlagos munkaként a Δp_{st} statikus nyomásnövekedést is használják a gyakorlatban, melynek definíciója:

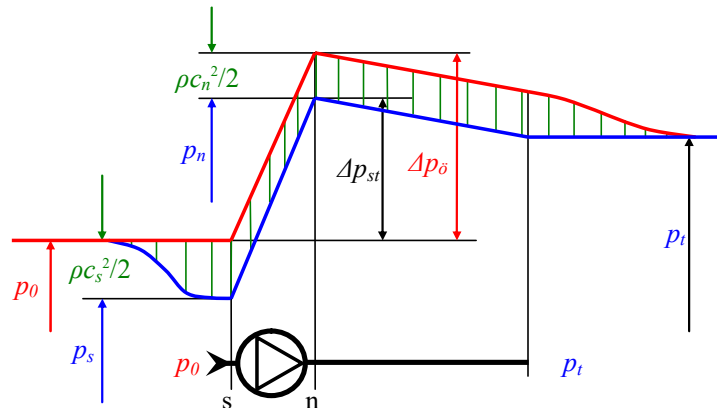
$$\Delta p_{st} = \Delta p_{\delta} - \frac{\rho}{2} c_n^2 = p_n - \left(p_s + \frac{\rho}{2} c_s^2 \right) = p_n - p_{\delta s} \quad (12.2)$$

Ha a ventilátor nagyméretű nyugvó levegővel telt térből szív, melynek nyomása p_0 és ha a szívóoldalon nincs számottevő áramlási veszteség (például szűrő, csővezeték, szelep), akkor a szívótér és a szívócső között felírható egy veszteségmentes Bernoulli-egyenlet: $p_0 = p_{\delta s}$, azaz:

$$\Delta p_{st} = p_n - p_{\delta s} = p_n - p_0 \quad (12.3)$$

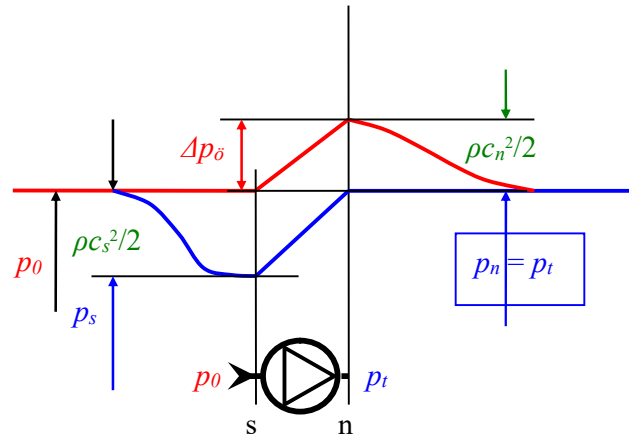
Ilyenkor tehát a két tér között a ventilátor által létrehozott nyomáskülönbség a statikus nyomásnövekedés.

A ventilátorok geometriai kialakítása ugyanúgy lehet radiális (centrifugális), félaxiális vagy axiális, ahogy azt korábban szivattyúk esetében láttuk. Jelöljük ezért a ventilátort egy szimbólummal és így ábrázoljuk a nyomás- és mozgási energiaváltozásokat az alábbi ábrán.



12.1. ábra Nyomás és fajlagos mozgási energia változása ventilátorral működtetett szellőztető rendszerben. $\Delta p_{st} > 0$

Ha a ventilátorból távozó levegő sebességét hasznosítani tudjuk – például szárítási folyamatok, munkahelyi asztali, szobai ventilátorok esetén, – akkor nem a statikus, hanem az **össznyomás növekedés** a mértékadó mennyiség. Ha a ventilátor a szabadból szív és szabadba szállít, akkor $p_t = p_n = p_0$, azaz $\Delta p_\delta = \frac{\rho}{2} c_n^2$, a fajlagos munka éppen a **távozó levegő fajlagos mozgási energiájával** egyenlő és $\Delta p_{st} = 0$.



12.2. ábra Nyomás és fajlagos mozgási energia változása asztali ventilátor esetén. $\Delta p_{st} = 0$

Ventilátorok elméleti fajlagos munkáját az Euler turbinaegyenletből határozhatjuk meg:

$$\Delta p_{\delta, id} = \rho(c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1), \quad (12.4)$$

a valódi össznyomás növekedést pedig a hidraulikai hatásfokkal:

$$\Delta p_\delta = \eta_h \cdot \Delta p_{\delta, id}. \quad (12.5)$$

A ventilátor elméleti térfogatáramát a szivattyúéhoz hasonlóan a járókerékbe belépő vagy a járókerékből távozó közegre felírt kontinuitási egyenletből számíthatjuk. A valódi térfogatáram pedig az elméleti térfogatáram és a volumetrikus hatásfok szorzata. A levegő kis viszkozitása és sűrűsége miatt centrifugális ventilátorok esetén a tárcsasúrlódási veszteség jelentéktelen, a mechanikai veszteségek oka hasonló a szivattyúkéhoz. A ventilátor hasznos teljesítménye a térfogategységre jutó fajlagos munka (Δp_δ) és a térfogatáram (Q) szorzata:

$$P_h = \Delta p_\delta \cdot Q. \quad (12.6)$$

Végül a ventilátor összhatósfoka a hasznos és a tengelyt hajtó összes teljesítmény hányadosa:

$$\eta = \frac{P_h}{P_\delta}. \quad (12.7)$$

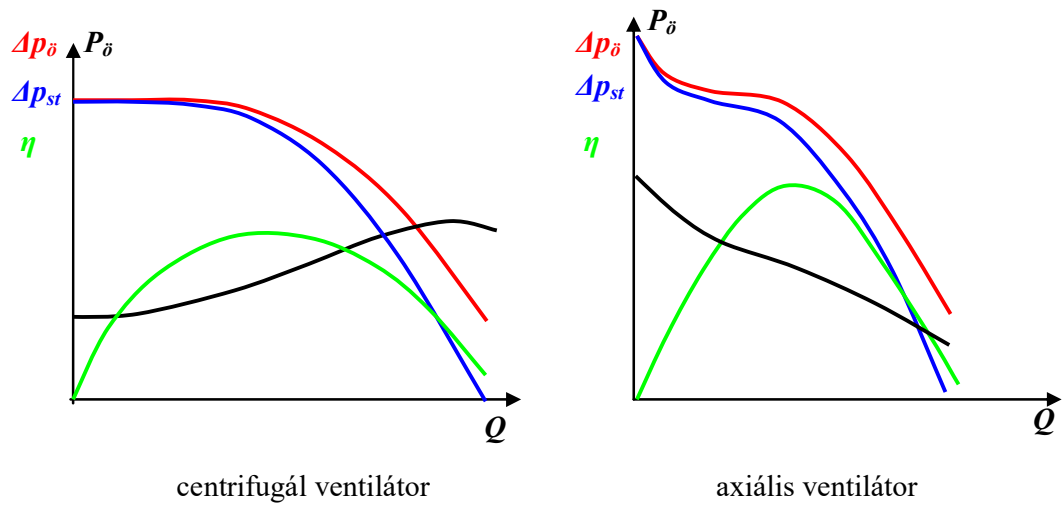
Ventilátorok dimenziótlan jellemzői a mennyiségi és a nyomásszám, ezek definíciója:

$$\psi_\delta = \frac{\Delta p_\delta}{\frac{\rho}{2} u_k^2}; \quad \varphi = \frac{Q}{\frac{D_k^2 \pi}{4} \cdot u_k}, \quad \text{itt } u_k = D_k \cdot \pi \cdot n. \quad (12.8)$$

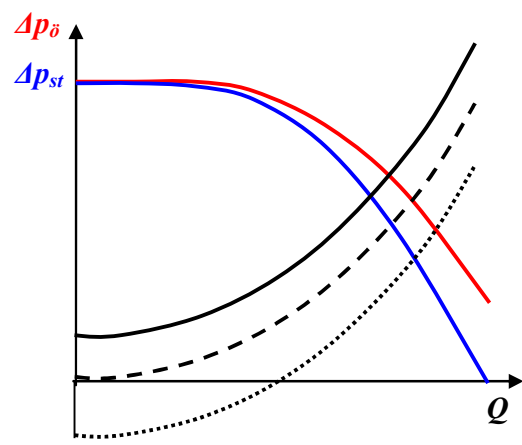
A k index a járókerék külső átmérőjére vonatkozik (ld. 12.4. ábrát). Centrifugális ventilátorok esetén ez a lapátok kilépő élének átmérője, axiális ventilátorok esetén a lapát csúcsokat tartalmazó körív átmérője.

Ventilátorokat ritkábban tipizálnak a jellemző fordulatszámmal, mint szivattyúkat vagy vízturbinákat. Helyette inkább a (4.17) képlettel definiált $\sigma = \varphi^{1/2} \cdot \psi^{-3/4}$ fajlagos fordulatszámot használják. Mint a 4. fejezetben láttuk, a Cordier diagram a ventilátorokat is tartalmazza.

Ventilátorok jelleggörbéin a $\Delta p_{\delta}(Q)$, $\Delta p_{st}(Q)$, $P_{\delta}(Q)$, $\eta(Q)$ függvénykapcsolatok grafikonjait értjük. Centrifugális, illetve axiális ventilátorok tipikus jelleggörbe alakjai:



12.3.a ábra Tipikus ventilátor jelleggörbe alakok



12.3.b ábra Rendszer jelleggörbék:
 nyomott rendszer _____
 asztali szellőző: - - - - -
 kémény (szívott):

12.2 Ventilátorok által kibocsátott zaj

Ventilátorok üzeme során jelentős egészségügyi problémát okozhat a ventilátorok által keltett zaj. A zaj mérőszámai a hangteljesítmény, a hangnyomás, illetve a hangintenzitás. Ezeket a mennyiségeket élettani okok miatt logaritmikus skálán kell megadni, mert a hallószervek érzékenysége is logaritmikus törvényeket követ.

A zaj mérőszámaként hangnyomás-, hangintenzitás-, hangteljesítmény-szintet szokás megadni. Ezek definíciója a következő:

$$L_p = 10 \cdot \lg \left(\frac{\overline{p^2}}{p_0^2} \right) \text{ [dB]}, \text{ ahol } p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa, a hallásküszöb,} \quad (12.9)$$

$$L_I = 10 \cdot \lg \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ [dB]}, \text{ ahol } I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2, \quad (12.10)$$

$$L_P = 10 \cdot \lg \left(\frac{P}{P_0} \right) \text{ [dB]}, \text{ ahol } P_0 = 10^{-12} \text{ W.} \quad (12.11)$$

A hang a zajforrást körülvevő közeg részecskéinek tovaterjedő rezgése. A hangintenzitás a zajforrást körülvevő ellenőrző felület felületegységén áthaladó hangteljesítmény, amely a részecskék mozgásával tovaterjedő sebesség- és nyomás-változás időfüggvények szorzatának

integrálátlagá. $I = \frac{1}{T} \int_0^T c(t)p(t)dt = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p(t)}{\rho a} p(t)dt = \frac{1}{\rho a} \cdot \frac{1}{T} \int_0^T p^2(t)dt = \frac{\overline{p^2}}{\rho a}$, itt kihasználtuk

Allievi elméletét a nyomás és sebesség-ingadozás kapcsolatának figyelembe vételére. A hangnyomásszint így meghatározza a hangintenzitás szintet, annak felületi integrálja a zajforrást körülvevő teljes ellenőrző felületre a hangteljesítmény szint. Ventilátorok esetében sok mérési tapasztalat alapján megadható, hogy mekkora hangteljesítmény szint – mint korlát – kívánható meg adott névleges üzemi paraméterekkel rendelkező ventilátorok esetén.

$$L_p = A + 10 \lg \left[\frac{Q \cdot \Delta p_{\delta}}{Q_0 \cdot \Delta p_{\delta 0}} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] + B \lg \left(\frac{u_k}{a} \right) \quad (12.12)$$

Itt $Q_0 = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta p_{\delta 0} = 1 \text{ Pa}$, η a ventilátor hatásfoka, a szögletes zárójelben tehát a ventilátor teljesítmény veszteségei állnak. A 0-ás indexű mennyiségekre azért van szükség, hogy egyértelmű legyen, milyen mértékegységben kell a térfogatáramot és az össznyomás növekedést helyettesíteni. A járókerék kerületi sebessége u_k , a hangsebesség a gépet körülvevő levegőben a . Az **A** és **B** szám-konstansokat a 12.1. táblázatban adjuk meg:

12.1.1 Táblázat

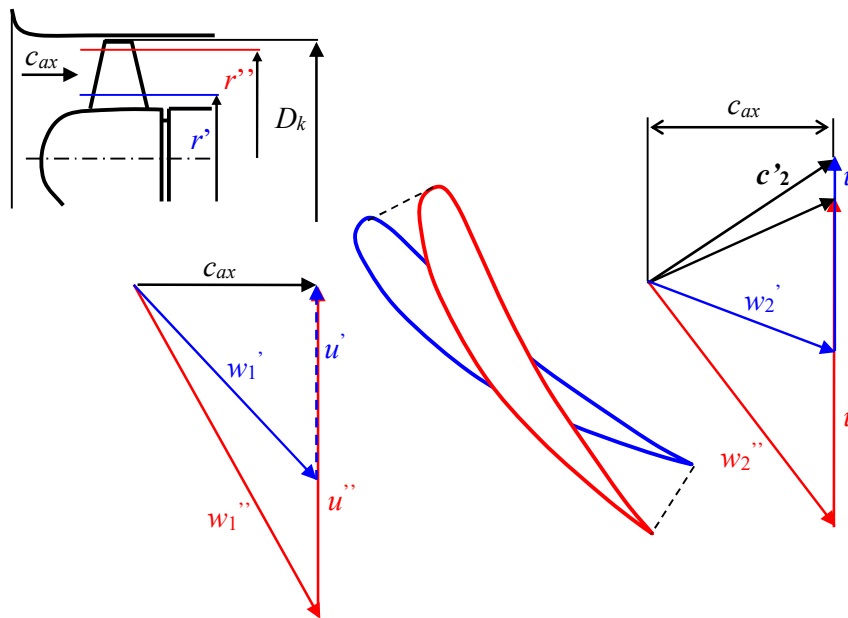
Típus	A	B
Radiális hátrahajló lapátozású	82,5	15,3
Radiális előrehajló lapátozású	85,2	15,5
Axiális utóterelővel	90,4	15,6
Axiális utóterelő nélkül	96,6	31,6

Miután a (12.12) képlet utolsó tagja negatív szám (hiszen $u_k < a$), látható, hogy az utóterelő nélküli axiális ventilátor csendesebb, mint a gazdaságosabb üzemi utótereléses kivitel. Az is egyértelműen látszik a (12.12) képletből, hogy a fordulatszám $4,5 \div 6$ -odik hatványával arányos a hangteljesítmény szint, tehát a zajcsökkentés lehetséges módja a fordulatszám csökkentése és a szállítóteljesítmény megtartása érdekében egyidejűleg az átmérő növelése.

12.3 Axiális ventilátorok lapátozása, sebességi háromszögei

Az előző fejezetekben többnyire radiális lapátozású áramlástechnikai gépekről – főként szivattyúkról volt szó. A gyakorlati alkalmazásokban azonban az axiális átömlésű ventilátorok igen elterjedtek, sokkal gyakoribbak, mint az axiális (szárnylapátos) szivattyúk. Emiatt hasznos megismerkedni az axiális ventilátorok járókerékének és lapátjainak alakjával és az áramló levegő sebességi háromszögeivel.

Perdületmentes belépés esetén $c_{1u} = 0$. Forgástengellyel párhuzamos áramfelületeket feltételezve a levegő a járókerékről azonos sugáron lép ki, mint amelyiken belépett, így igaz, hogy $u_2 = u_1 = u = \omega r$. Ezzel a közös kerületi sebességgel a járókerék által létesített ideális össznyomás növekedés $\Delta p_{\delta} = \rho \cdot u \cdot \Delta c_u = \rho \cdot u \cdot c_{2u} = \rho \cdot \omega r \cdot c_{2u}$. Ha feltételezzük, hogy a lapátok mentén az általuk létesített össznyomás növekedés nem függ a sugártól, akkor az $r \cdot c_{2u}$ perdület is állandó, független a sugártól. Felrajzolhatjuk tehát egy axiális ventilátor lapátmetszetét a **kerékagy**, illetve a **lapátvég** közelében.

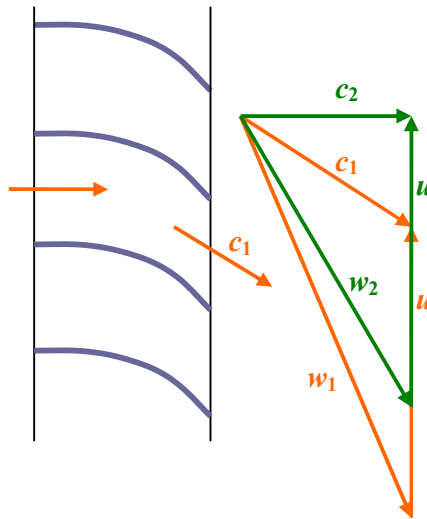


12.4. ábra Axiális ventilátor metszete, sebességi háromszögei, lapátszelvényei

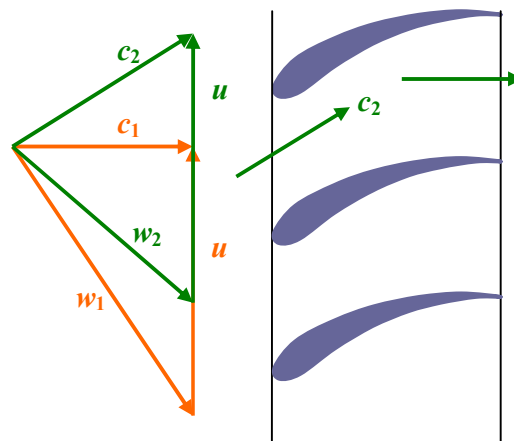
Axiális ventilátorokból a levegő forogva távozik, ami energiaveszteséget jelent. A térfogatáram ugyanis a c_{ax} sebességkomponenssel arányos (ld. 12.4. ábrát), míg a távozó levegő mozgási energiája a c_2^2 -tel arányos és ez az energia általában disszipálódik. Ennek a veszteségnek a csökkentésére két lehetőség kínálkozik:

- előterelő, illetve
- utóterelő

lapátrács (álló vezetőkerék) alkalmazása. A lapátrácsok képe és a járókerék sebességi háromszögei a tervezési térfogatáramnál az alábbi ábrákon láthatók.



12.5. ábra Előterelő rác és a járókerék sebességi háromszögei tervezési állapotban



12.6. ábra A járókerék sebességi háromszögei tervezési állapotban és az utóterelő rác

A lapátok kilépő szögének meghatározásakor mindkét megoldásnál figyelembe kell venni a véges lapátszám miatti perdület apadást.

Mindkét módszernek vannak *előnyei* és *hátrányai*, ezeknek a mérlegelése alapján lehet a két lehetőség közül választani.

Az **előterelő lapátrácsra** mindig axiális irányból érkezik a levegő, így az előterelő lapátrács lapátjait lemezből el lehet készíteni, mert nem áll fenn a leválás veszélye. További előnyös tulajdonság, hogy az előterelő egy gyorsító lapátrács kis áramlási veszteségekkel. Hátránya viszont ennek a megoldásnak, hogy a járókerékben nagyobbak a relatív sebességek, mint terelő nélküli esetben és a relatív sebességek irányához illeszkedő lapátmetszet is hosszabbkarcsúbb, mint a terelő nélküli alapesetben egyéb paraméterek állandó értéken tartása esetén.

Az **utóterelő lapátrácsra** változó térfogatáram esetén változó irányból érkezik a levegő, így a belépő él körüli leválás elkerülése érdekében profilos lapátok készítése indokolt, ezek

költsége lényegesen nagyobb a lemezlapátok előállítási költségénél. Az utóterelő lapátrácsban a levegő lassul, emiatt a rács diffúzoros lapátcsatornáinak hatásfoka az összhatófokot is rontja.

13. Axiális kompresszorok, gázturbinák

Az 1. fejezetben láttuk, hogy az energiaegyenlet adiabatikus állapotváltozás esetén és a helyzeti energiaváltozás elhanyagolásával (ez gázoknál majdnem mindig megtehető) az (1.1) képlet szerinti.

$$dY = dh + d\left(\frac{c^2}{2}\right) = dh_{\delta}. \quad (13.1)$$

Álló lapátrács esetén nincs munkavégzés, így $dY = dh_{\delta} = 0$, azaz

$$h_{\delta} = \text{állandó}. \quad (13.2)$$

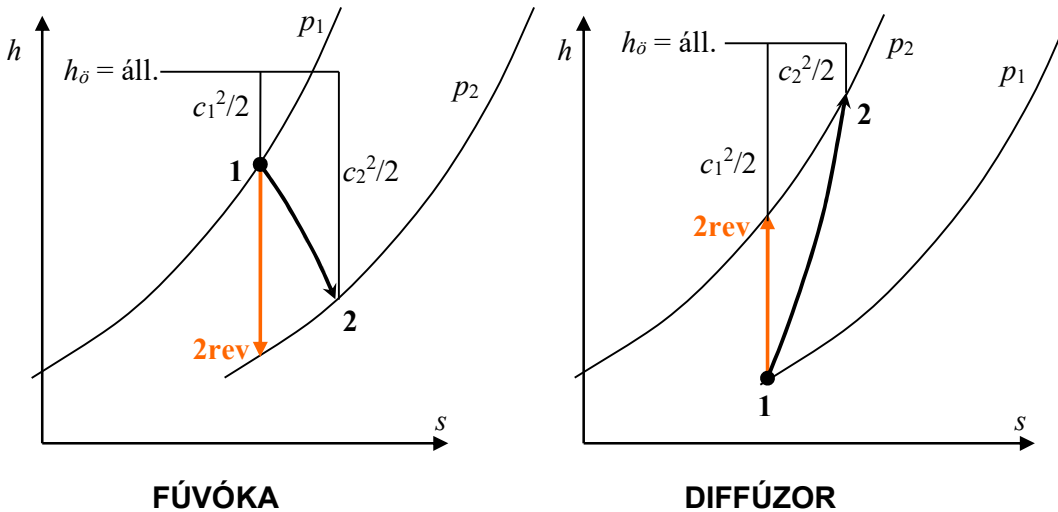
Ha figyelembe vesszük az (1.2) képletet is, akkor

$$dh = vdp + T \cdot ds_{irrev} = \frac{dp}{\rho} + T \cdot ds_{irrev}.$$

A reverzibilisnek (veszteségmentesnek) tekintett adiabatikus állapotváltozásra így igaz, hogy

$$dh_{rev} = \frac{dp}{\rho}.$$

Miután egy gázturbina fokozat egy álló lapátrácsból – fűvókából – és egy forgó turbina járókerékből áll, és egy kompresszor fokozat pedig egy forgó kompresszor járókerékből és egy álló lassító lapátrácsból – diffúzorból – áll, mindkét géptípus lényeges eleme az álló lapátrács. Tekintsük ezek munkafolyamatát $h - s$ diagramban.



13.1. ábra Gázturbina fűvókájának és kompresszor diffúzorának munkafolyamata

A fűvóka (konfúzor) hatásfoka – figyelembe véve az összentalpia állandóságát is:

$$\eta_{\text{fűvóka}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,rev}} = \frac{h_{1\delta} - \frac{c_1^2}{2} - \left(h_{2\delta} - \frac{c_2^2}{2}\right)}{\frac{\Delta p}{\rho}} = \frac{-\frac{c_1^2}{2} - \left(-\frac{c_2^2}{2}\right)}{\frac{\Delta p}{\rho}} = \frac{\rho}{2} \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{\Delta p}.$$

Hasonlóan a diffúzor hatásfoka:

$$\eta_{\text{diffúzor}} = \frac{h_{2,\text{rev}} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{h_{2\delta} - \frac{c_2^2}{2} - \left(h_{1\delta} - \frac{c_1^2}{2} \right)} = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} (c_1^2 - c_2^2)}.$$

Itt Δp a tényleges nyomásemelkedés, míg a tört nevezőjében a veszteségmentes Bernoulli egyenlet alapján számítható ideális nyomásemelkedés áll (ld. Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai, Bp. 2008., 9.22. és 9.23 képlet).

Az 1. fejezetben láttuk, hogy kompresszió során az elemi politropikus hatásfok – ha a valódi állapotváltozást n kitevőjű politropával helyettesítjük – akkor:

$$\eta_p = \frac{\frac{n}{\kappa - 1}}{\frac{n-1}{\kappa}}, \quad \text{innen} \quad \frac{n-1}{n} = \frac{\kappa - 1}{\eta_p \kappa}.$$

Ezt kihasználhatjuk az állapotváltozáshoz tartozó hőmérsékletváltozás kiszámításakor:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\eta_p \kappa}}. \quad (13.3)$$

Teljesen hasonló gondolatmenettel expanzió (gázturbina) esetén:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\eta_p(\kappa-1)}{\kappa}}. \quad (13.4)$$

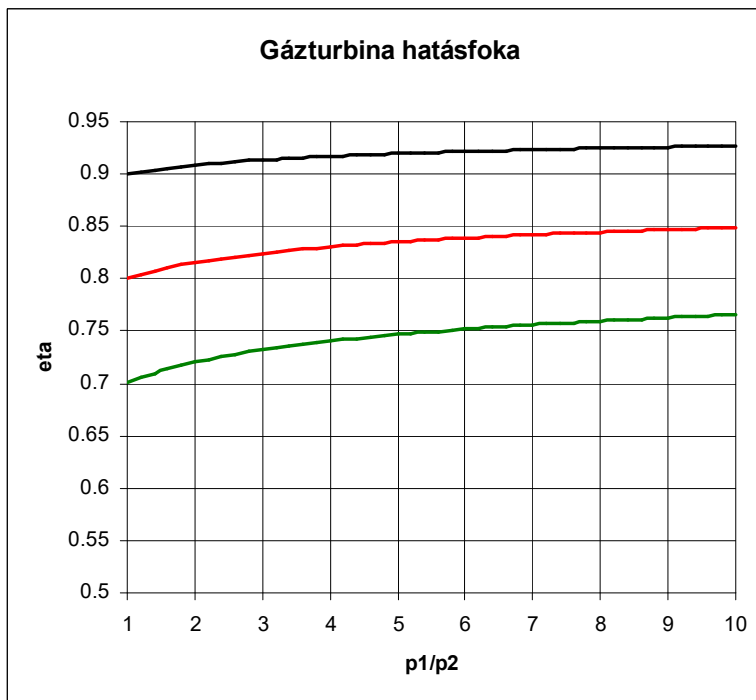
Egy teljes fokozat (fúvóka+turbina járókerék, illetve kompresszor járókerék+diffúzor) vagy többfokozatú gép hatásfoka az entalpiaváltozások hányadosaként számítható. Állandó c_p fajhőt feltételezve az entalpiaváltozások hőmérsékletváltozásokká alakíthatók. A (13.3), illetve a (13.4) eredmény felhasználásával:

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,\text{rev}}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2,\text{rev}}} = \frac{1 - \frac{T_2}{T_1}}{1 - \frac{T_{2,\text{rev}}}{T_1}} = \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\eta_p(\kappa-1)}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (13.5)$$

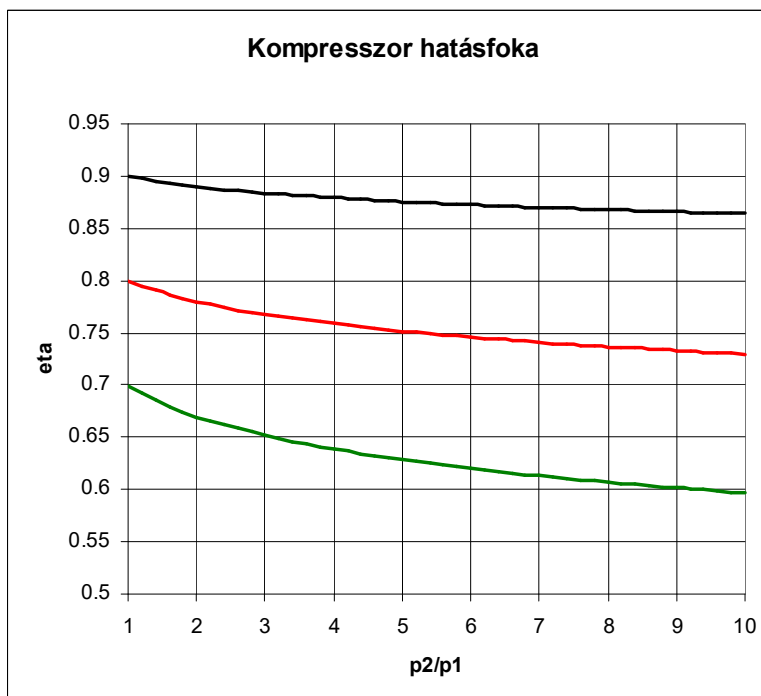
illetve – néhány lépést kihagyva –

$$\eta_{\text{kompresszor}} = \frac{h_{2,\text{rev}} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\eta_p \kappa}} - 1}, \quad (13.6)$$

Ezt a két összefüggést a politropikus hatásfok, mint paraméter állandó értékei mellett a teljes gép által feldolgozott, illetve általa létesített nyomásviszony függvényében ábrázolva, látható, hogy az η_p értékétől indulva a turbina hatásfoka nő a nyomásesés növelésével, a kompresszor hatásfoka pedig csökken a nyomásviszony növelésével. Turbinafokozat mindkét elemén (fúvókán és járókeréken) csökken a nyomás, kompresszor-fokozat mindkét elemén (járókeréken és a diffúzorban, azaz a vezetőkerékben) nő a nyomás.



13.2. ábra Gázturbina összhatásfoka a nyomásesés-viszony függvényében
 $\eta_p = 0,7; 0,8; 0,9$



13.3. ábra Turbó-kompresszor összhatásfoka a létesített nyomásviszony függvényében
 $\eta_p = 0,7; 0,8; 0,9$

A turbina, illetve kompresszor fokozat egy álló és egy forgó lapátrácsból áll. Az álló rácson az össz-, vagy torló-entalpia állandó.

$$h_{\delta} = h + \frac{c^2}{2} = \text{állandó.} \quad (13.7)$$

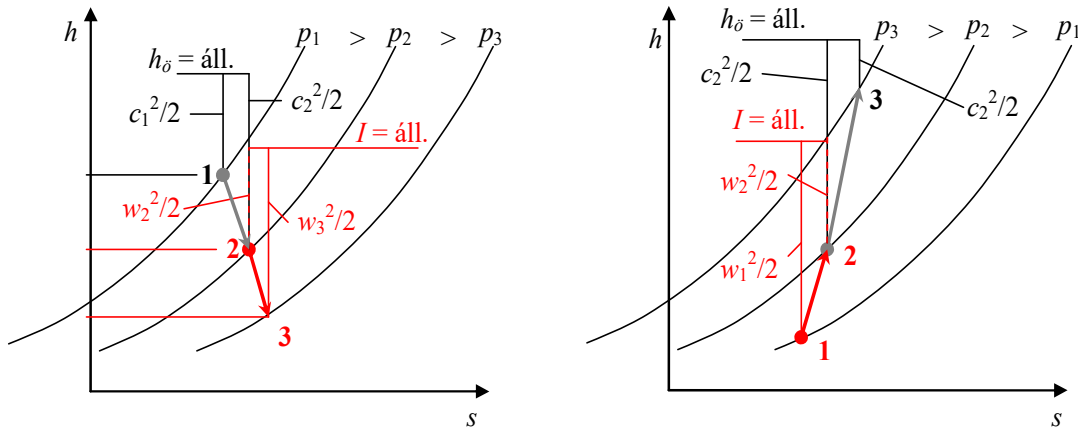
A forgó rácson a rotalpia állandó.

$$I = h + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{állandó.}$$

Axiális átömlésű gépek járókereiben azonban jó közelítéssel a tengellyel koncentrikus hengerfelületek az áramfelületek, így az u kerületi sebesség állandó, emiatt axiális járókerekekben

$$I + \frac{u^2}{2} = \text{állandó} = h + \frac{w^2}{2}. \quad (13.8)$$

Fentiek felhasználásával megrajzolható a fokozaton az állapotváltozás képe h - s diagramban.



13.4. ábra Állapotváltozások h - s diagramban

Baloldalt: axiális gázturbína fokozat; 1-2 fűvóka, 2-3 turbinakerék

Jobboldalt: kompresszor fokozat; 1-2 kompresszor járókerék, 2-3 diffúzor

Fontos fogalom a fokozat r **reakciófoka**, melynek definíciója entalpiaváltozásokkal kifejezve **turbína fokozat** esetén (kompresszorokra a gondolatmenet teljesen hasonló):

$$r = \frac{\text{forgórész statikus entalpia változása}}{\text{fokozat statikus entalpia változása}} = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \approx \frac{h_2 - h_3}{h_{1\delta} - h_{3\delta}},$$

mivel $c_1 \approx c_3$ az expandáló gáz kiterjedéséhez illeszkedő bővülő keresztmetszetek esetén. A tört nevezője a forgó lapátkoszorú által hasznosított fajlagos munkával egyenlő, ami az Euler turbinaegyenlet szerint $Y = u(c_{2u} - c_{3u})$. A számláló pedig a rotalpia állandósága alapján számítható a (13.8) képlet szerint és állandó axiális sebességet feltételezve:

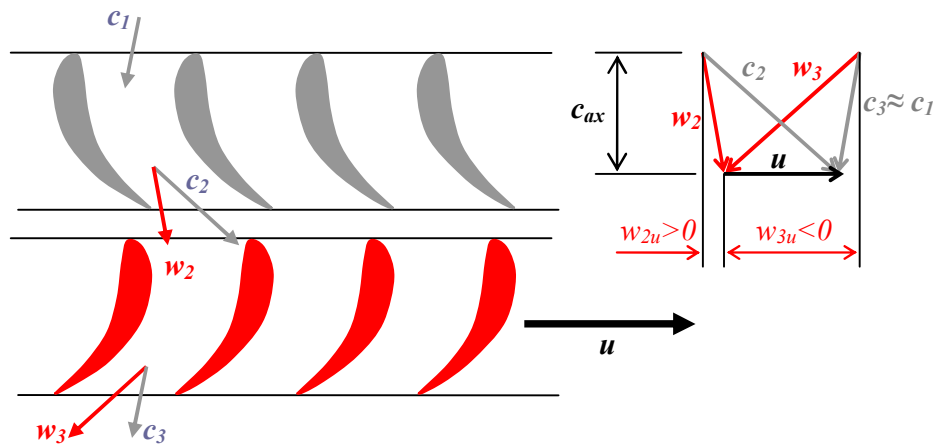
$$h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_3 + \frac{w_3^2}{2}, \text{ azaz } h_2 - h_3 = \frac{w_3^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{3u} + w_{2u}}{2}(w_{3u} - w_{2u}).$$

Behelyettesítés után:

$$r_t = \frac{(w_{3u} + w_{2u})(w_{3u} - w_{2u})}{2u(c_{2u} - c_{3u})} = \frac{(w_{3u} + w_{2u})(w_{3u} - w_{2u})}{2u(w_{2u} + \psi - (w_{3u} + \psi))} = -\frac{(w_{3u} + w_{2u})}{2u}. \quad (13.9)$$

A reakciófok a „-” előjelet is figyelembe véve pozitív, értéke a sebességi háromszögekből kiszámítható.

Példaképpen megrajzoltuk egy $r_t = 50\%$ -os reakciófokú axiális gázturbina lapátkoszorújának sebességi háromszögeit, valamint az álló fúvóka és a forgó lapátkoszorú lapátjait.

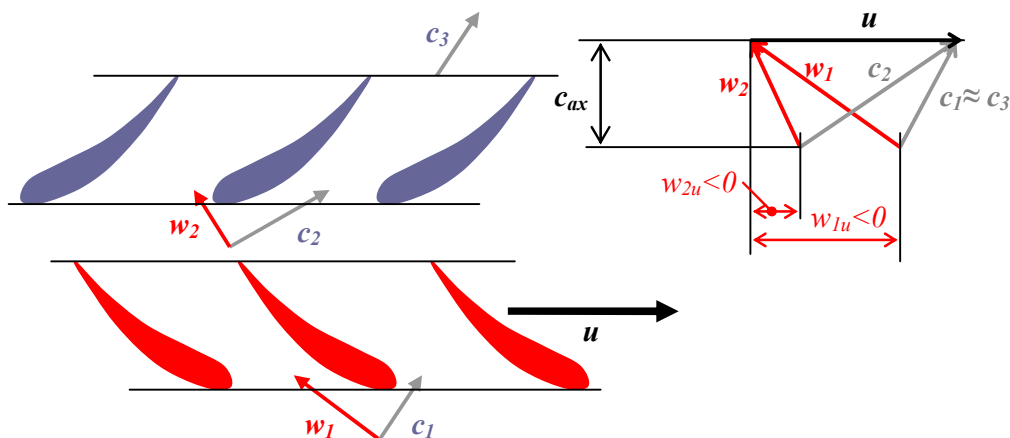


13.5. ábra Axiális gázturbina fúvóka lapátkoszorúja, járókerék lapátkoszorúja, sebességi háromszögei és a relatív sebességek kerületi komponense a reakciófok kiszámításához

A 13.5. ábrán a két lapátkoszorú azonos profilú lapátokból épül fel, a megfelelő lapátszögek is egyenlők, így $w_{2u} = -c_{3u} = -(w_{3u} + u)$, tehát $w_{2u} + w_{3u} = -u$, ezt a (13.9) képletbe behelyettesítve kapjuk, hogy $r_t = -(-u / 2u) = 0,5$.

Fentiek alapján könnyen belátható, hogy **kompresszorok** esetén, melyeknek járókereke 1 – 2 indexű, diffúzora 2 – 3 indexű, $r_k = -\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u}$. (13.10)

A (13.10) egyenlettel összhangban egy $r_k = 0,5$ reakciófokú kompresszor lapátkoszorúja így néznek ki:



13.6. ábra Axiális kompresszor járókerék lapátkoszorúja és vezető kereke (diffúzora)

14. Volumetrikus elven működő áramlástechnikai gépek

Működési elv: Szilárd falakkal határolt, időben periodikusan változó munkatér, ami szelepeken, tolattyúkon keresztül kapcsolódik a szívó-, illetve nyomótérhez.

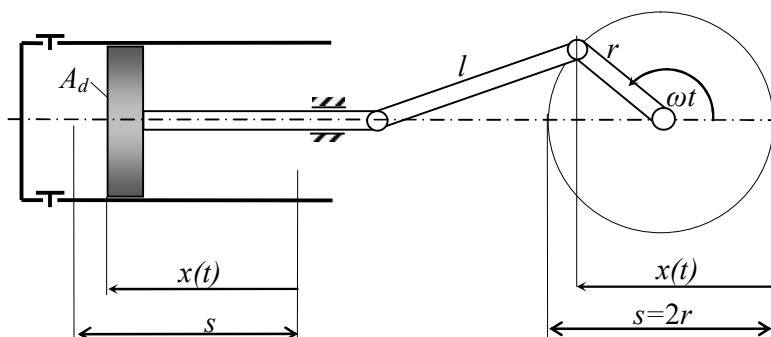
A volumetrikus gépek fajtái:

Munkagépek: dugattyús gépek (egy- és többhengeres, egyszeres vagy kétszeres működésű dugattyús szivattyúk, radiál-, axiál-, forgó-dugattyús típusok), lamellás szivattyú, fogaskerék szivattyú, stb.

Erőgépek: munkahengerek és hidromotorok.

14.1 A dugattyús szivattyú

A legegyszerűbb dugattyús szivattyú rajza alapján megérthető működése és folyadékszállítási diagramja.



14.1. ábra Egyhengeres egyszeres működésű forgattyús hajtóművel hajtott dugattyús szivattyú

Ha $l/r \rightarrow \infty$, akkor a 14.1. ábra alapján a dugattyú mozgását az alábbi képletek írják le.

$$x = r(1 - \cos \omega t), \quad \rightarrow \quad \cos \omega t = 1 - \frac{x}{r}$$

$$v_{dugattyú} = \dot{x} = r\omega \sin \omega t \quad \rightarrow \quad v_d = r\omega \sqrt{1 - \left(1 - \frac{x}{r}\right)^2}; \quad v_d(x): \text{ ellipszis} \quad (14.1)$$

$$a_{dugattyú} = \ddot{x} = r\omega^2 \cos \omega t \quad \rightarrow \quad a_d = r\omega^2 \frac{r-x}{r} = \omega^2(r-x); \quad a_d(x): \text{ egyenes}$$

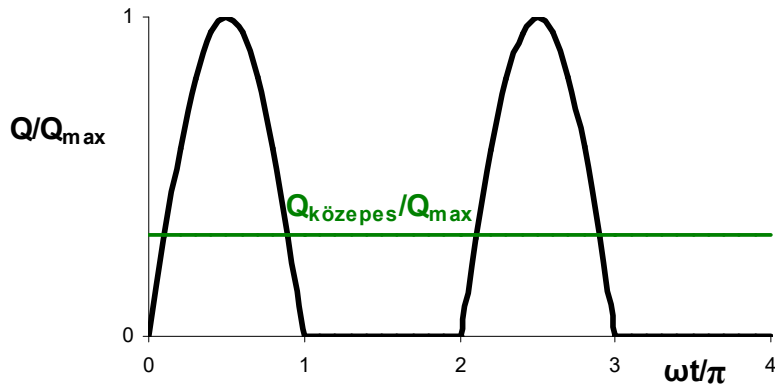
A szivattyú elméleti (résveszteségek nélküli) térfogatárama: $Q(t) = A_d v_{dugattyú}$. Így a (14.1) képletsor második sorából a dugattyú sebesség behelyettesítésével és az r forgattyúkar hosszát az s lökethosszal kifejezve, továbbá figyelembe véve, hogy $\omega = 2\pi n$:

$$Q(t) = A_d \cdot r\omega \sin \omega t = A_d \cdot \frac{s}{2} 2\pi n \cdot \sin \omega t = \underline{A_d \cdot s \pi n} \cdot \sin \omega t = \underline{Q_{\max}} \cdot \sin \omega t. \quad (14.2)$$

Mivel a forgattyúkar egyszeri körülfordulásának ideje $1/n$, ez idő alatt a dugattyú által kiszorított folyadék térfogata $A_d s$, így $Q_{\text{közepes}} = A_d s / (1/n) = A_d s \cdot n$. Ezt egybevetve a (14.2) képlet jobb oldalán aláhözött részekkel:

$$Q_{\text{közepes}} = Q_{\max} / \pi. \quad (14.3)$$

Most már megrajzolható a $Q(t)$ térfogatáram – idő függvény, az egyhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadék szállítási diagramja.



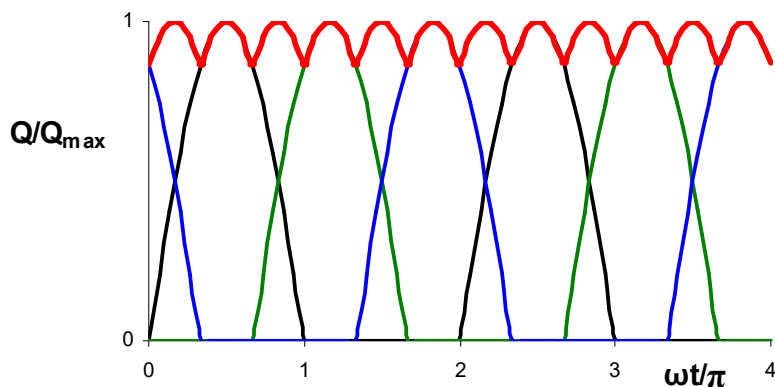
14.2. ábra Folyadékszálítási diagram

A diagram alapján látható, hogy a pillanatnyi folyadékszállítás rendkívül erősen ingadozik 0 és Q_{\max} között. Az ingadozás relatív értéke a térfogatáram egyenlőtlenségi fok, melynek definíciója:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{közepes}}} \quad (14.3)$$

Az egyhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú esetén $Q_{\min} = 0$, így – a (14.3) képletet is figyelembe véve – $\delta = \pi$. Megfelelhető az egyenlőtlenségi fok kettős működésű dugattyús szivattyú kialakításával, ilyenkor a dugattyú mindkét oldalán vannak szelepek, és mindkét oldalon történik szállítás. Lényegesen hatékonyabban csökkenthető az egyenlőtlenségi fok több, egyszeres kivitelű, időben fáziskéséssel működő henger alkalmazásával.

A 14.3. ábrán jól látható, hogy már három henger esetén mennyire kiegyenlített a térfogatáram. Három, párhuzamosan kapcsolt, 120° fáziskéséssel működő dugattyús szivattyú esetén $Q_{\text{közepes}} = 0,955 \cdot Q_{\max}$ és kiszámítható, hogy $\delta = 0,141$.



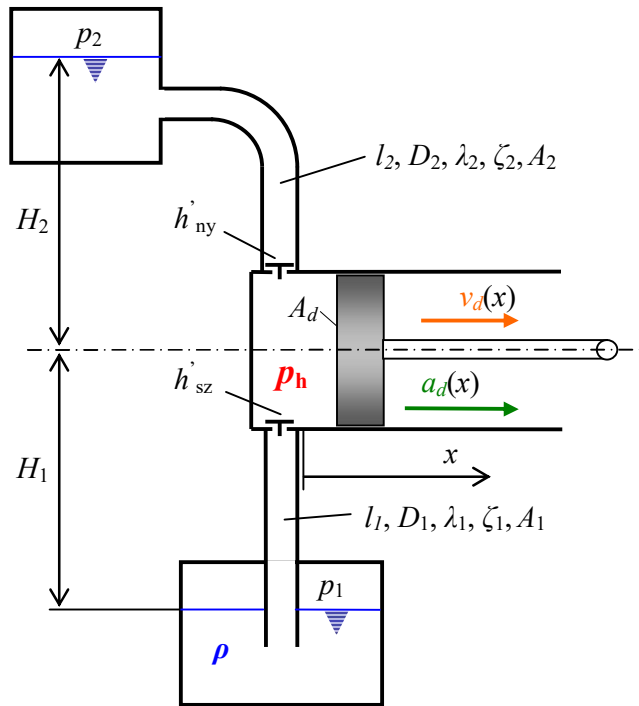
14.3. ábra Háromhengeres, egyszeres működésű dugattyús szivattyú folyadékszálítása.

Az **1.**, a **2.**, a **3.** henger folyadékszálítása és az **eredő** folyadékszállítás

Öt, egyenként 72° fáziskéséssel működő dugattyús szivattyú esetén $\delta = 0,09$.

Dugattyús és egyéb térfogat kiszorítású szivattyúk működéséről, esetleges hibáiról ad információt az **indikátordiagram**. Az indikátordiagram a hengertér nyomása a dugattyú elmozdulása, illetve az azzal arányos pillanatnyi hengertérfogat függvényében. A 14.4. ábrán a dugattyús szivattyú munkahengerén kívül a csatlakozó vezetéseket, a szívó- és

nyomótartályt is megrajzoltuk, így érthető, hogy hogyan változik a hengerbeli nyomás a működés során.



14.4. ábra Dugattyús szivattyúval táplált berendezés működési paraméterei, melyek a p_h hengertérbeli nyomást meghatározzák

A p_h nyomás szívóütemben – amikor a nyomóoldali szelep zárva van – a szívóoldali tartály és a hengertér közötti veszteséges, a szívócsőbeli folyadékoszlop gyorsulását is figyelembe vevő Bernoulli egyenletből határozható meg:

$$p_{h,sz}(x) = p_1 - \rho g (H_1 + h_{a1}(x) + h_1'(x) + h_{sz}'(x)). \quad (14.4)$$

Nyomóütemben a hengertér és a nyomótartály között írható fel Bernoulli egyenlet, mert ilyenkor a nyomószelep van nyitva és a szívószelep zárva van:

$$p_{h,ny}(x) = p_2 + \rho g (H_2 + h_{a2}(x) + h_2'(x) + h_{ny}'(x)). \quad (14.5)$$

Az egyes tagokat az alábbiak szerint kell kiszámítani. Szívóütemben „1”, nyomóütemben „2” indexet kell írni az A , l , D , és λ mennyiségeknél.

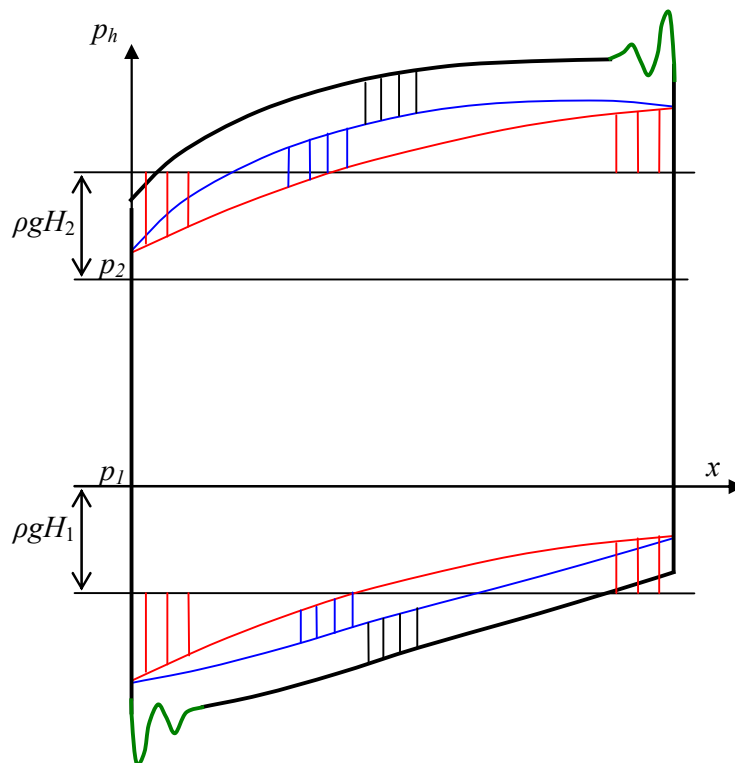
A folyadékoszlopot gyorsító nyomásmagasság:

$$h_a(x) = a(x) \cdot l \cdot g = \frac{A_d}{A} a_d(x) \cdot l \cdot g. \quad (14.6)$$

A csövekben az áramlási veszteség:

$$h'(x) = \frac{c^2(x)}{2g} \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \zeta \right) = \left(\frac{A_d}{A} \right)^2 \frac{v_d^2(x)}{2g} \left(\lambda \frac{l}{D} + \sum \zeta \right). \quad (14.7)$$

A fenti képletekben a dugattyú $v_d(x)$ sebességét és $a_d(x)$ gyorsulását a (14.1) képletekből lehet meghatározni. Figyelembe kell venni, hogy a véges hajtórúd viszony miatt az a_d gyorsulás az elmozdulásnak nem lineáris függvénye, a sebesség a hossz függvényében nem egy szabályos, hanem egy torzult ellipszis, aminek a négyzetével arányos az áramlási veszteség. Mivel a rugóval előfeszített szelepekre a dugattyú mozgása során változó nyitónyomás hat, azok az átbecsátandó térfogatáramnak megfelelő mértékben nyitnak, az eredő szeleppenállás közel állandó. A szelepek nyitásakor azonban kis **tranziens nyomásváltozások** figyelhetők meg. Az indikátor diagram alakja a fenti (14.4) - (14.7) képletek és az imént leírtak alapján megszerkeszthető, illetve a laboratóriumban megmért indikátor diagram alakja megérthető. A képletekben mindenütt utalunk arra, ha egy mennyiség a dugattyú x elmozdulásától függ.

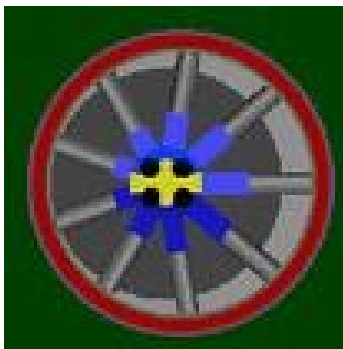


14.5. ábra Indikátor diagram. A vonalkézással jelölt metszések a **h_{a1} , h_{a2} gyorsító nyomásmagasság**ot, a **h_1' , h_2' áramlási veszteségmagasság**ot, illetve a **h_{sz} , h_{ny} szelepveszteség magasság**ot jelölik, a **zöld vonal** a szelep nyitásakor fellépő tranziens nyomásváltozás

A h_a gyorsító nyomásmagasság dugattyúhelyzet menti megoszlása miatt az indikátordiagram alsó, felső határoló vonala „ferde”. Légüst beépítésével az a ferdeség megszüntethető, a gyorsuló-lassuló folyadékoszlop miatti nyomásváltozás lecsökken, ha a többlet folyadékot, illetve a folyadékhiányt légüstben tároljuk vagy onnan pótoljuk.

14.2 Egyéb volumetrikus szivattyú típusok

További dugattyús szivattyú típusok a radiáldugattyús és az axiáldugattyús szivattyú. Előbbi esetében egy henger alakú fémtömbbe radiális irányú hengerfuratokat munkálnak, ezekbe helyezik a radiál dugattyúkat, amelyek tömbből kiálló végei egy a tömbhöz képest excentrikus pályán mozognak. Így a dugattyúk radiális irányú ki-bemozgásra vannak kényszerítve. A hengerfuratok előbb a szívó, majd a nyomóterezhez kapcsolódnak egy körülfordulás során.

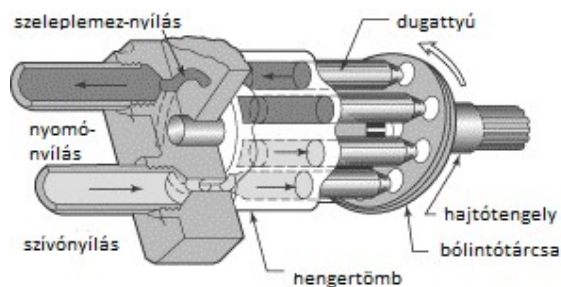


14.6. ábra Radiál dugattyús szivattyú elrendezése: **Kényszerpálya, hengeres tömb, dugattyúk, henger-furatok, szívó- és nyomóvezeték, ezeket elválasztó fém tengely. Szívóütemben világoskék, nyomóütemben sötétkék** a hengertér.

Ez az ábra az alábbi internet címről érhető el, ahol a szivattyú működés közbeni animációs képe is megtalálható:

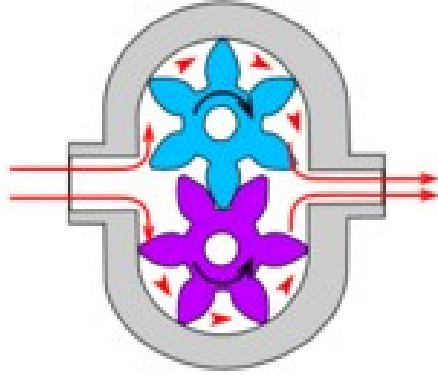
<http://www.animatedsoftware.com/pumpglos/radialpi.htm>

Az axiál dugattyús szivattyúban a hengerfuratok a hengeres fémtömbbe axiális irányban vannak kimunkálva, a beléjük helyezett dugattyúk axiális ki-be mozgását egy a forgástengellyel változtatható szöget bezáró (ferde) bólintó tárcsás kényszerpálya biztosítja.



14.7. ábra Axiál dugattyús szivattyú képe az *internetről*

Számos egyéb geometriai kialakítás is ismert. Ilyenek a laboratóriumi mérésen megismert és a mérésleírásban képeivel is megtalálható csavarszivattyú, lamellás szivattyú. Az egyik legelterjedtebb típus a fogaskerék szivattyú. A hidraulikus tápegység mérő berendezés szivattyúja is fogaskerék szivattyú, rajzát – tekintettel gyakoriságára az alábbi ábrán mutatjuk be. A folyadék szállítása a fogaskerek kerülete mentén a fogárokban történik, a nyomóoldal és a szívóoldal közötti tömítést a szivattyú vízszintes szimmetriasíkjá mentén kapcsolódó fogaskerék profilfelületek és az ábra síkjával párhuzamos falak biztosítják. Elegendő az egyik kerék (a 14.8. ábrán például a kék színű) tengelyét hajtani, a másik tengelyt a fogaskerék pár saját maga hajtja, de lehet a tengelyek szivattyúházából kinyúló végeire szerelt külső, nagyobb fogszámú fogaskerék párral is átvinni a nyomatékot a tengelyek között.

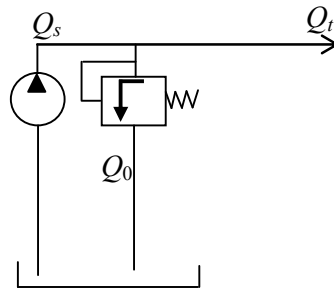


14.8. ábra Fogaskerék szivattyú.

14.3 Hidraulikus hajtások felépítése

Egy hidraulikus hajtás hidraulika olaj tartályból, hidraulikus tápegységből (szivattyúból és nyomáshatároló szelepből), irányváltó útszelepekből, esetlegesen további kiegészítő elemekből (például térfogatáram állandósító) vezetékekből és mozgó elemből (munkahengerből vagy hidro-motorból) áll.

A hidraulikus tápegység vázlatja látható a 14.9. ábrán.



14.9. ábra Hidraulikus tápegység:
Olajtartály, volumetrikus szivattyú, nyomáshatároló szelep

A hidraulikus tápegység **szivattyújának** jelleggörbéje alatt nem az indikátor diagramot értik, hanem a $Q(\Delta p)$ függvénykapcsolatot. A térfogat kiszorítás elvéből következik, hogy a szivattyú által szállított térfogatáram ideális esetben független a szivattyú által táplált rendszer nyomásától, csupán a szivattyú fordulatszámától függ. Valójában azonban a mozgó, folyadék kiszorító elemek és a szivattyúház közötti réseken át növekvő terhelő nyomás esetén növekvő rés térfogatáram jut vissza a nyomó oldalról a szívóoldalra. Emiatt a $Q(\Delta p)$ függvénykapcsolat enyhén csökkenő, közel lineáris függvény. A rések miatti térfogatáram csökkenést – hasonlóan az örvénygépekhez – η_v volumetrikus hatásfokkal szokás jellemezni. A szivattyú geometriai adataiból kiszámítható a tengely egyszeri körülfordulásához tartozó $V_g(e)$ geometriai térfogat. Itt e -vel jelöljük a dugattyús szivattyú lökethosszát, a radiáldugattyús szivattyú vezérlő gyűrűjének excentricitását, általában azt az állítható paramétert, amellyel a V_g geometriai térfogat változtatható. Tehát $V_g \approx e$. A geometriai térfogatáram

$$Q_g = n \cdot V_g \cdot$$

A valódi térfogatáram tehát

$$Q = \eta_v \cdot n \cdot V_g(e). \quad (14.8)$$

Ezzel a szivattyú hasznos teljesítménye

$$P_h = \Delta p Q = \eta_v \Delta p n V_g. \quad (14.9)$$

A szivattyú bevezetett teljesítménye pedig a tengelyt hajtó motor nyomatékából és a tengely szögsebességéből számítható

$$P_{be} = M \omega = M \cdot 2\pi n. \quad (14.10)$$

A szivattyú hatásfoka a hasznos és bevezetett teljesítmény hányadosa:

$$\eta = \frac{P_h}{P_{be}} = \frac{\eta_v \Delta p n V_g}{2\pi n M} = \frac{\eta_v V_g}{2\pi} \frac{\Delta p}{M}.$$

Ezt az egyenlőséget átrendezve látható, hogy a hajtó motorral szembeni nyomaték igény arányos a hidraulikus tápegységgel táplált hidraulikus rendszer terheléséből adódó nyomással.

$$M = \frac{\eta_v}{2\pi\eta} V_g(e) \Delta p. \quad (14.11)$$

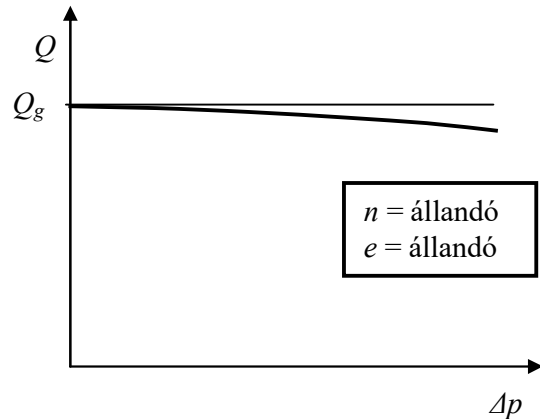
Végül, ha behelyettesítjük ezt a nyomatékot a bevezetett teljesítmény (14.10) képletébe és egyszerűsítünk 2π -vel, akkor azt kapjuk, hogy:

$$P_{be} = \frac{\eta_v}{\eta} V_g(e) \cdot \Delta p \cdot n. \quad (14.12)$$

A sárga színnel kiemelt képletek szerint az alábbi alapvető – az örvénygépektől merőben eltérő – arányosságok érvényesek volumetrikus szivattyúk üzemére

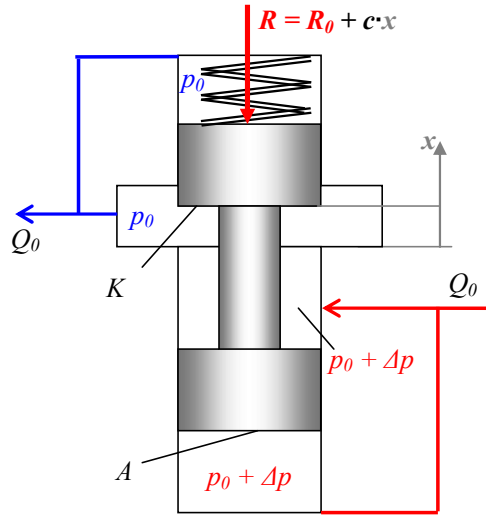
$$Q \approx n \cdot e \quad M \approx e \cdot \Delta p \quad P_{be} \approx e \cdot \Delta p \cdot n$$

A volumetrikus szivattyú jelleggörbéje állandó fordulatszám és excentricitás esetén egy enyhén eső, közel lineáris függvénygrafikon, amilyen a 14.10. ábrán látható.



14.10. ábra Volumetrikus szivattyú jelleggörbéje

A hidraulikus tápegység lényeges eleme a **nyomáshatároló szelep**. Ennek felépítése az alábbi ábrán látható. Elemei: tolattyú, amely egy furatban szabadon elmozdulhat, a furat közepe táján egy bővebb hengeres rész található, a tolattyút egy tekericsrugó záró helyzetbe tolja, de a tolattyú nyomásnövekedés hatására kinyit. Az olaj csöveken keresztül jut a szelephöz.



14.11. ábra Nyomáshatároló szelep elvi vázlata.

A szelep nyitott helyzetben Q_0 térfogatáramot enged le, miközben a nyomás $p_0 + \Delta p$ -ről p_0 -ra csökken a szelepen

A fenti ábrán a tolattyú homlokfelületét A -val, kerületét K -val jelöltük. A rugóerő a rugó zárt szelephelyzetéhez tartozó R_0 előfeszítő erejéből és a rugó összenyomódásából adódó erőből tevődik össze. A rugóállandó c , x a zárt helyzethez képesti összenyomódás. Ezekkel a mennyiségekkel – figyelembe véve a nyomásból adódó erőket – felírható a nyitott, nyugalomban lévő tolattyú erőegyensúlya:

$$A(p_0 + \Delta p - p_0) = A\Delta p = R = R_0 + c \cdot x.$$

Az $x = 0$ határesetben, a még éppen zárt szelep tolattyújának erőegyensúlya az ekkor ható Δp_0 nyomáskülönbséggel:

$$A\Delta p_0 = R_0.$$

A két egyenletet kivonva:

$$A(\Delta p - \Delta p_0) = cx, \text{ innen } x = \frac{A}{c}(\Delta p - \Delta p_0). \quad (14.13)$$

A K kerületű tolattyú és furat közötti x magasságú résen Δp nyomáskülönbség hatására átáramló térfogatáram, ha a hidraulika olaj sűrűsége ρ :

$$Q_0 = \mu \cdot Kx \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (14.14)$$

μ -vel jelöljük a szelep Kx felületének átfolyási számát. Behelyettesítve x értékét a (14.13) képletből a (14.14) képletbe kapjuk, hogy

$$Q_0 = \mu \cdot K \cdot \frac{A}{c}(\Delta p - \Delta p_0) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \mu \cdot K \cdot \frac{A}{c} \Delta p_0^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\Delta p}{\Delta p_0} - 1 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0}}. \quad (14.15)$$

Bevezetve az $y = \frac{\Delta p}{\Delta p_0}$ jelölést, továbbá a geometriai és anyagjellemzőket, valamint a nyitó nyomáskülönbséget egyetlen konstansba összefoglalva a (14.14) képlet tömör alakja

$$Q_0 = konst.(y - 1)\sqrt{y}. \quad (14.16)$$

A szelep működése közben háromféle helyzetben lehet:

- zárva van,
- szabadon nyit, érvényesül az erőegyensúly,
- a tolattyú felütközik.

Ha a szelep **zárva van**, akkor $x \leq 0$ és $Q_0 = 0$ (14.17)

Ha a szelep **szabadon nyit**, akkor a szelepen át a táptartályba visszaengedett térfogatáramot a (14.16) egyenlet írja le és $0 \leq x \leq x_{\max}$.

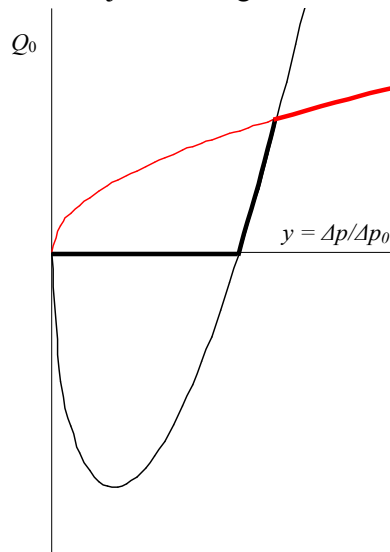
Ha a szelep **tolattyúja éppen felütközik**, azaz $x = x_{\max}$, akkor az átömlési keresztmetszet a (14.14) képletben Kx_{\max} és a nyomáskülönbség értéke ekkor Δp^* . Ebben az állapotban a (14.15) képlet ilyen alakot ölt:

$$Q_0 = \mu \cdot K \cdot \frac{A}{c} \Delta p_0^{3/2} \left(\frac{\Delta p^*}{\Delta p_0} - 1 \right) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{\Delta p^*}{\Delta p_0}} = konst \cdot (y^* - 1) \sqrt{y^*} .$$

Ha a nyomás tovább növekszik, akkor a zárójeles kifejezés már nem nő tovább, hiszen az átömlési keresztmetszet elérte maximális értékét, a térfogatáram további növekedést csupán a nyomásnövekedés okozhatja, így a harmadik szelephelyzetben

$$Q_0 = konst \cdot (y^* - 1) \sqrt{y^*} . \quad (14.18)$$

Az alábbi ábrán megrajzoltuk a háromféle működési tartományban a szelep $Q_0(y)$ jelleggörbéjét. Vékony vonallal a (14.16) összefüggés grafikonját a teljes $y > 0$ tartományra megrajzoltuk, de csak az $1 < y < y^*$ tartománybeli görbeszakaszt húztuk ki vastagon. A $0 < y < 1$ szakaszt a (14.17) képlet írja le, grafikonja vastagon van kihúzva, végül az $y > y^*$ szakaszon érvényes (14.18) képlettel leírt gyökös parabolát szintén vékony, illetve érvényességi tartományában vastag piros vonallal rajzoltuk meg.

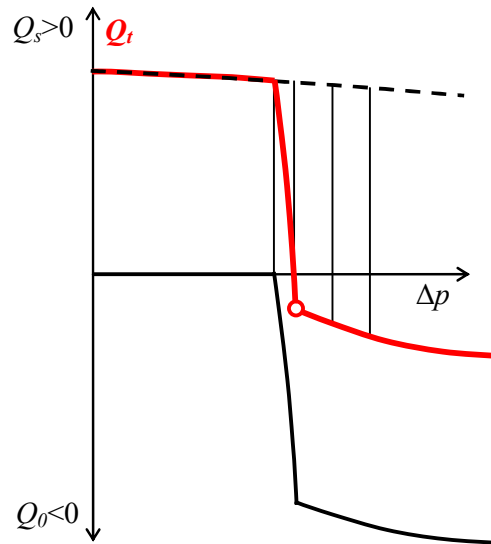


14.12. ábra Nyomáshatároló szelep elméleti jelleggörbéje

A szivattyút és a nyomáshatároló szelepet illeszteni kell, hogy helyes működési jelleggörbéjű hidraulikus tápegységet kapjunk. A tápegység Q_t térfogatárama a szivattyú Q_s térfogatáramának és a nyomáshatároló szelep által átbocsátott Q_0 térfogatáramnak a különbsége, hisz utóbbi negatív térfogatáram a tápegységgel ellátott hidraulikai rendszer számára.

$$Q_t = Q_s - Q_0 . \quad (14.19)$$

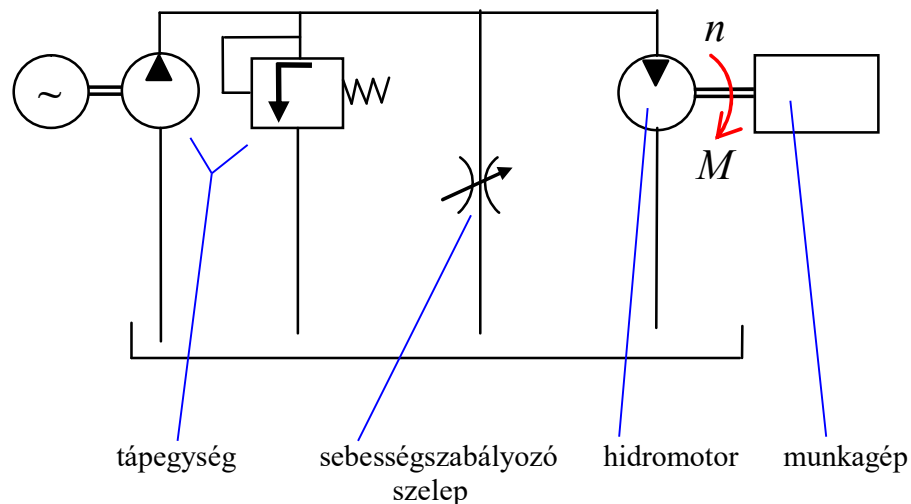
A 14.13. ábrán látható a (14.19) képlet alapján szerkesztett tápegység jelleggörbe.



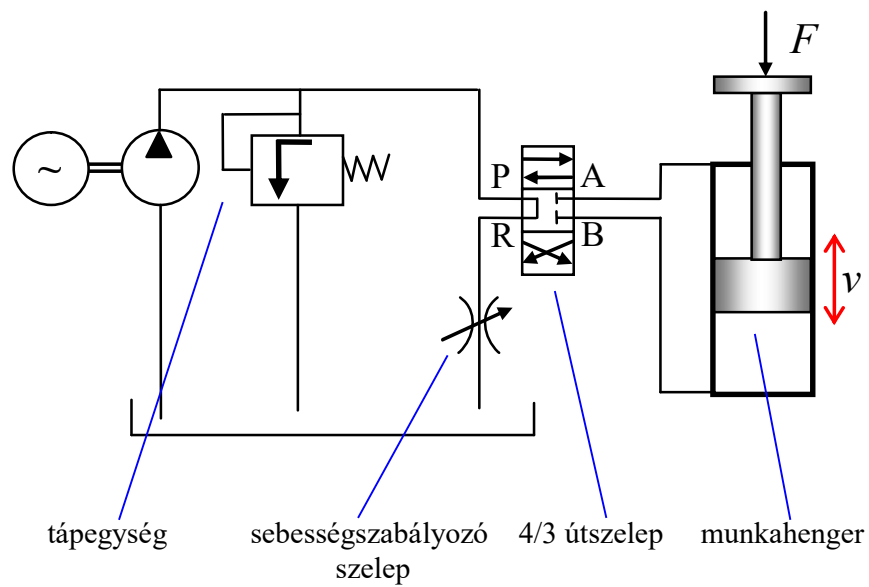
14.13. ábra Hidraulikus tápegység jelleggörbéjének szerkesztése

A helyes működés feltétele, hogy a tápegység 14.13. ábrán megjelölt (○) töréspontja a negatív térfogatáram tartományba essék, azaz a beállított nyomáshatár felett a teljes szivattyú áramot leengedje a nyomáshatároló szelep.

Példaképpen bemutatjuk egy forgó és egy kétirányú haladó mozgást megvalósító teljes hidraulikai alap rendszer kapcsolási vázlatát. A valós rendszerek a bemutatott alapelemekén kívül még számos kiegészítő elemet is tartalmaznak. A haladó mozgás irányának megváltoztatása útszelep átváltásával lehetséges. A szelep három lehetséges pozícióját tartalmazza a 4/3 útszelep ikonja, jelenleg a középső pozícióban az F teher megtartása történik.



14.14. ábra Forgó mozgást megvalósító hidraulikai rendszer



14.15. ábra Kétirányú haladó mozgást megvalósító hidraulikai rendszer

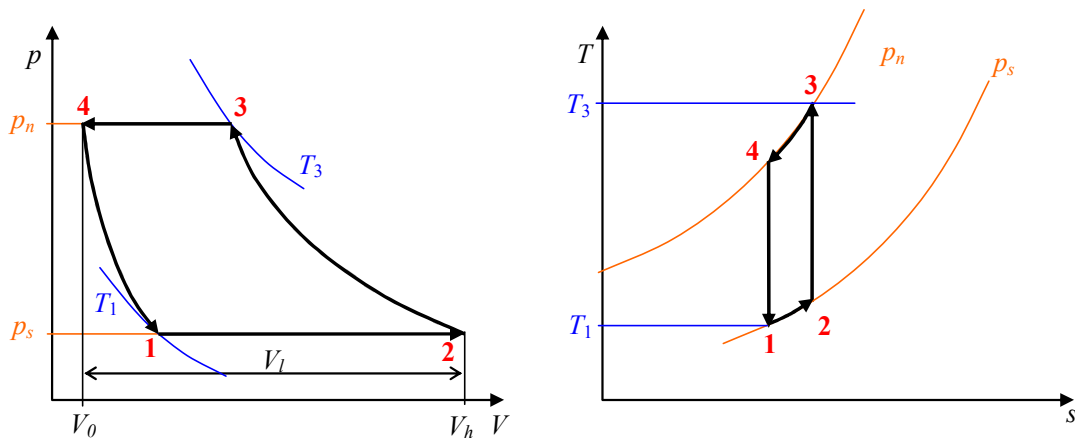
Az útszelep fajtájának jelölésében a 4-es számjegy a csatlakozó csövek számát jelenti (P a tápnyomás kapuja, R a tartálycsatlakozásé, A és B a két működtető kimenet). A 3-as számjegy a szelep lehetséges három pozíciójára utal.

15. Térfogat kiszorítás elvén működő gázszállító gépek

Ebből a géptípusból csak a dugattyús kompresszorokat tárgyaljuk és a vízgyűrűs vákumszivattyút említjük, bár sok egyéb típus is létezik (Roots fűvó, csavarkompresszor, stb.).

15.1 Dugattyús kompresszorok

A dugattyús kompresszor egyszerűsített ideális munkafolyamata: két állapotváltozás nélküli ($p = \text{áll.}, T \approx \text{áll.}$) áttolás és két izentropa (ld. Környey Tamás: Termodinamika, Műegyetemi kiadó, 2005. IV. 15. oldal). Az indikátordiagramot $p - V$ koordinátarendszerben mutatja a 15.1. bal oldali ábra. A 15.1. jobb oldali ábrán a folyamat $T - s$ diagramban látható, melyben figyelembe vettük, hogy a meleg hengerfal a beszívott T_1 hőfokú gázt kissé felmelegíti, illetve a kompresszió végén a hengerfalnál melegebb T_3 hőfokú gáz kitolás közben hül. Eközben a nyomás változatlan.

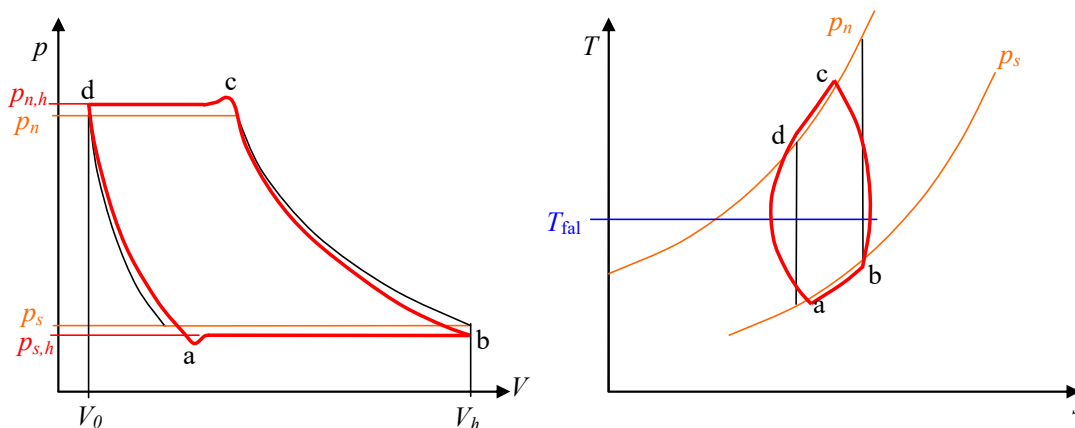


15.1. ábra Dugattyús kompresszor munkafolyamata $p - V$ és $T - s$ diagramban

A teljes **ideális** körfolyamat lépései: Az **1.** pontban a szívószelep nyit, a dugattyú a forgattyúoldal felé mozogva p_s **nyomáson** gázzal telik meg a henger és eközben a gáz munkát végez a dugattyún. A beszívott gáz a hengerfaltól és az előző ciklus után a hengerben maradt meleg gáztól hőt vesz fel, kis mértékben melegszik. A **2.** pontban a szívószelep zár, a dugattyú a beszívott gázt ideális esetben adiabatikusan (izentropikusan) a p_n **nyomásig** sűríti és a **2-3** vonal alatti területnek megfelelő munkát végez. A **3.** pontban kinyit a nyomószelep, a dugattyú tovább elmozdulva kitolja a komprimált gázt, melyet a kompresszió véghőmérsékleténél hidegebb hengerfal hűt és a dugattyú ismét munkát végez. A **4.** pontban a dugattyú eléri fedéloldali holtpontját. Ekkor a hengerben még V_0 térfogatú, p_n nyomású gáz van. Ez a gáz expandál a zárt hengertérben, közben munkát végez a dugattyún, majd amikor a nyomás a p_s értékre lecsökkent az **1.** pontban, akkor a szívószelep kinyit és a folyamat ismétlődik. A V_l lökettérfogat a teljes V_h hengertérfogat és a V_0 káros tér térfogatának különbsége. A p_s és a p_n értékét a szívótér, illetve a nyomótartály nyomása szabja meg.

A valóságos körfolyamat több okból eltér az ideális körfolyamattól. Egyrészt a szívó-, illetve nyomószeléken csak nyomásesés árán áramlik be, illetve ki a levegő. Emiatt a szívótér p_s nyomásánál kisebb a $p_{s,h}$ nyomás a hengertérben az 1 – 2 szakaszon, és a nyomótartály p_n nyomásánál nagyobb a $p_{n,h}$ nyomás a hengerben a 3 – 4 szakaszon. Emiatt az 1- 4 pontok is elmozdulnak a $p - V$ síkon. Másrészt nemcsak a $p = \text{áll.}$ vonalak mentén van hőközlés, hanem zárt szelepek esetén is termikus kölcsönhatásban van a hengerben lévő gáz a hengerfallal. A fal hőmérséklete az üzem során beáll egy közel állandó, a ciklus során csak kissé ingadozó átlagos hőmérsékletre. Ez a hőmérséklet a T_4 és a T_2 között helyezkedik el. Így $2 \rightarrow 3$ kompresszió során a beszívott gáz entrópiája kezdetben nő (amíg a fal ad át hőt a gáznak), majd csökken (amikor a gáz ad át hőt a falnak). Hasonló az entrópia változás a $4 \rightarrow 1$ szakaszon is.

A két diagram fenti okok miatti torzulása látható a 15.2. ábrán.



15.2. ábra Dugattyús kompresszor valódi munkafolyamata $p - V$ és $T - s$ diagramban.

A szelepnitási tranziensek hasonlóak a dugattyús szivattyúk esetén látottakhoz

Számítsuk ki a hasznos fajlagos munkát Az 1. fejezet (1.5) képlete alapján az 1, 2 indexek helyett s, n indexet írva, és a szintkülönbséget, valamint a fajlagos mozgási energia megváltozását zérusnak feltételezve.

$$Y = g(z_n - z_s) + \frac{c_n^2 - c_s^2}{2} + \oint \frac{dp}{\rho} \approx \oint \frac{1}{\rho} dp.$$

Az m tömegű gázon végzett munka tehát

$$W = m \cdot Y = m \cdot \oint \frac{1}{\rho(p)} dp = \oint \frac{m}{\rho(p)} dp = \oint V(p) dp.$$

Az indikátor diagram területe tehát az egy ciklus alatt végzett hasznos munka. A fenti összefüggésből a hasznos teljesítmény is kiszámítható, mint a tömegáram és a fajlagos munka szorzata. Ismerni kell azonban a $\rho(p)$ vagy $V(p)$ függvénykapcsolatot, ami jól közelíthető egy

$\frac{p}{\rho^n} = \text{állandó}$ ($pV^n = \text{Állandó}$) egyenletű politropával, ahol az n kitevő mérések alapján meghatározható és értéke szakkönyvekben megtalálható (a b-a vonalon $n \approx 1,3$ kétatomos gázokra).

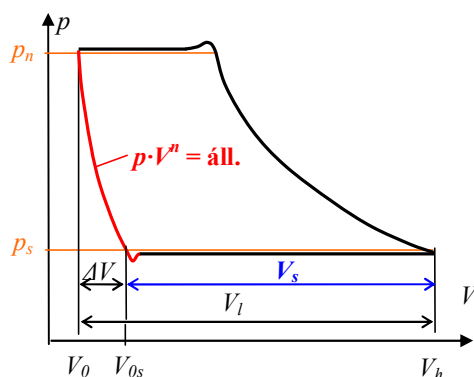
$$P_h = \dot{m} \oint \frac{dp}{\rho(p)} = \dot{m} \left[\frac{p_s^{1/n_2-3}}{\rho_s} \int_{p_s}^{p_n} \frac{dp}{p^{1/n_2-3}} - \frac{p_n^{1/n_4-1}}{\rho_n} \int_{p_s}^{p_n} \frac{dp}{p^{1/n_4-1}} \right]. \quad (15.1)$$

Az integrál értéke az 1. fejezetből ismert.

A dugattyús kompresszor által szállított **gáz** tömegáramát a **térfogatáramból** lehet kiszámítani a sűrűség ismeretében. Célszerű például a szívótér p_s nyomásához tartozó ρ_s sűrűséget és Q_s térfogatáramot meghatározni, ezek szorzata a tömegáram. A térfogatáram – a volumetrikus elven működő gépekre jellemző módon (ld. (14.8) képlet) – számítható:

$$Q = \eta_v n_t V_s (p_s), \quad (15.2)$$

Itt n_t jelöli a hajtó tengely fordulatszámát, V_s -sel jelöltük a hengerbe egy szívóütem alatt beszívott p_s nyomású gáz térfogatát. Ez kisebb, mint a lökettérfogat, mert a nyomószelep zárása után a hengerben bennmaradt V_0 káros-térfogatú gáz a nyomószelep zárását követően politropikusan expandál, és a szívószelep csak akkor nyit, amikor a hengerben a nyomás lecsökken a szívótér p_s nyomása alá. Az alábbi ábra alapján megérthető, hogy hogyan számítható ki a szívótéri (légköri) állapotú beszívott gáz térfogata.



15.3. ábra A beszívott gáz V_s térfogata a szívótér nyomásán

A 15.3. ábrán pirossal rajzolt politropikus expanzió vonal egyenlete

$$p \cdot V^n = \text{áll.} = p_n V_0^n = p_s V_{0s}^n,$$

innen kifejezzük a hengerben lévő gáz térfogatát az expanzió végén.

$$V_{0s} = V_0 \left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Ez azt jelenti, hogy a káros térben lévő – kezdetben V_0 térfogatú – gáz térfogata a kompresszió végére ΔV -vel megnő. $\Delta V = V_{0s} - V_0$. Ennyivel kisebb a V_s a V_l lökettérfogatnál. A keresett V_s térfogat tehát:

$$V_s = V_l - \Delta V = V_l - (V_{0s} - V_0) = V_l - \left[V_0 \left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - V_0 \right] = V_l - V_0 \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

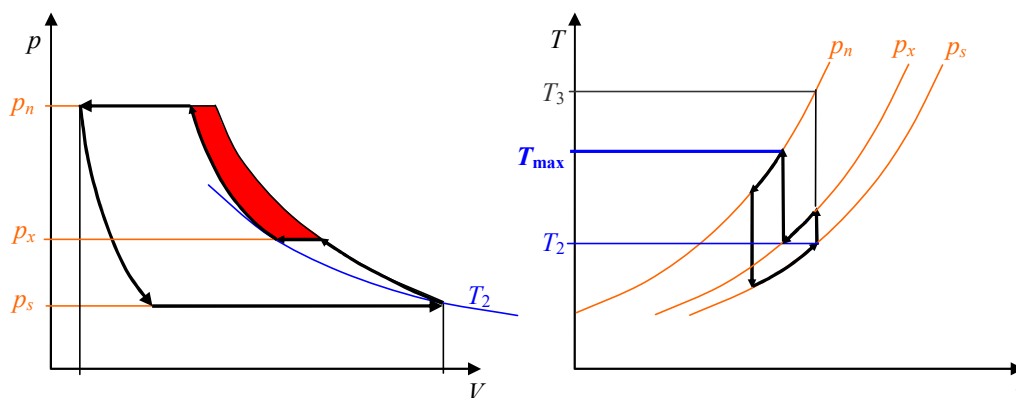
Ezek után felírható a szállított térfogatáram a (15.2) képletbe beírva a fentieket a gyakorlat számára hasznos alakban (az alábbi képletben minden paraméter ismert vagy becsülhető):

$$Q = \eta_v n_t V_s = \eta_v n_t V_l \cdot \frac{V_s}{V_l} = \eta_v n_t V_l \cdot \left\{ 1 - \frac{V_0}{V_l} \left[\left(\frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}. \quad (15.3)$$

A gáz maximális hőmérséklete a 15.1 ábra jobboldali képe alapján T_3 . Nagy p_n/p_s nyomásviszony esetén a T_3 hőmérséklet nagy lehet, ami kenési és egyéb problémákat okoz. **Közbenső hűtéssel** csökkenthető a maximális hőmérséklet és egyúttal bevezetendő kompresszió munka is megtakarítható. A gáz legfeljebb a T_2 hőmérsékletig hűhető vissza. A gázt az első fokozatban p_s -ről p_x -re komprimálják, lehűtik, majd a második fokozatban p_x -ről p_n -re sűrítik tovább. A megtakarítható kompresszió munka értéke akkor maximális, ha a közbülső p_x nyomás a szívótér és a nyomótartály nyomásának mértani középáránya (a levezetés hasonló gondolatmenetű, mint a (15.3) összefüggés esetében):

$$p_{x,opt} = \sqrt{p_s p_n} \quad (15.4)$$

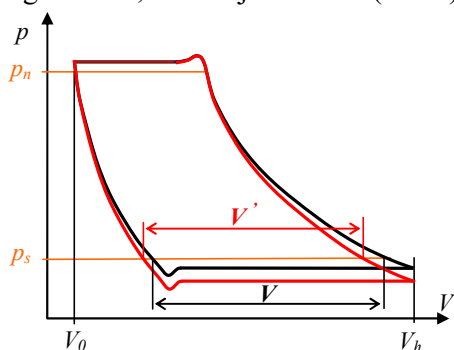
Ekkor a kétfokozatú közbenső hűtésű dugattyús kompresszor ideális munkafolyamata ilyen:



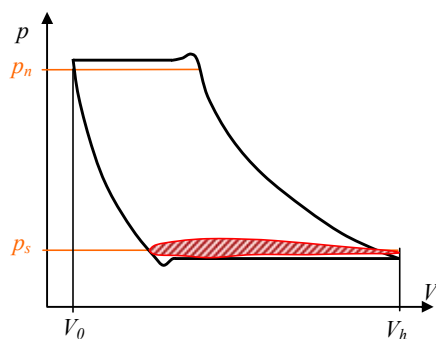
15.4. ábra Kétfokozatú kompresszor munkafolyamata közbenső hűtéssel a **megtakarítható munka** és a hűtés révén lecsökkent **maximális hőmérséklet**

A dugattyús kompresszorok vezérlése számos módon lehetséges, ilyenek a

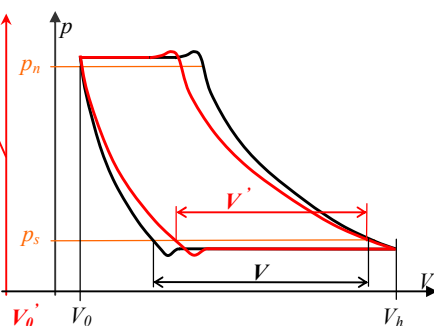
- fordulatszám változtatás. A (15.3) összefüggésből világos, hogy a térfogatáram arányos az n_t fordulatszámmal.
- szakaszos üzem sűrített levegő tartállyal. Villamos motoros hajtás esetén ez egyszerű, de Diesel motorral hajtott kompresszor telep esetén a motor gyakori leállítása és újraindítása megengedhetetlen, ilyenkor a motor jár, és csak a tengelykapcsolót oldják.
- szívóoldali fojtás, a szívótér nyomásánál lényegesen kisebb nyomású levegő tölti ki a hengert szívóütemben, melynek térfogata a p_s nyomáson és így fordulatonként komprimált tömege kisebb, mint fojtás nélkül ($V' < V$).



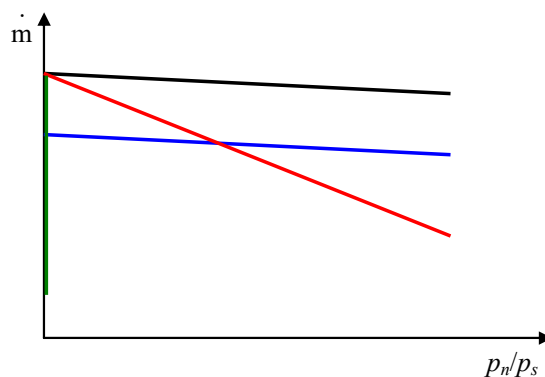
- szívószelep kitámasztása, ilyen esetben a munkaterület a szelepek nyomáseséseinek megfelelő keskeny sáv a szívótér p_s nyomása körül, tehát csak ezt a – hasznosítatlan – munkát kell a tengelyen bevezetni.



- pót káros-tér beiktatása. A p - V diagram ordinátatengelye és a 15.1. ábrán 4-es számmal jelölt pont közötti V_0 távolság megnő, azaz az expanszió- és a kompresszió-vonal aszimptotája balra eltolódik, ezzel mind a munkaterület mind a szállított gáz tömegárama csökken



A dugattyús kompresszorok felhasználói számára az indikátor diagramon túl fontosak a „külső” jelleggörbék, melyek a gáz tömegáramát a p_n/p_s nyomásviszony függvényében ábrázolják diagramban.



15.5. ábra Külső kompresszor jelleggörbék vezérlés nélkül, **fordulatszám csökkentéssel**, **szívóoldali fojtással**, illetve **pót káros-tér beiktatással**, **szívószelep kitámasztással**

15.2 Vízyűrűs vákuumszivattyú

A vákuumszivattyúk is kompresszorok, de légkörinél kisebb nyomású térből szívnak gázt, és azt légköri nyomásra sűrítik, kompresszió viszonyuk igen nagy is lehet, ha igen nagy vákuumot (kis abszolút nyomást) kell létrehozniuk.

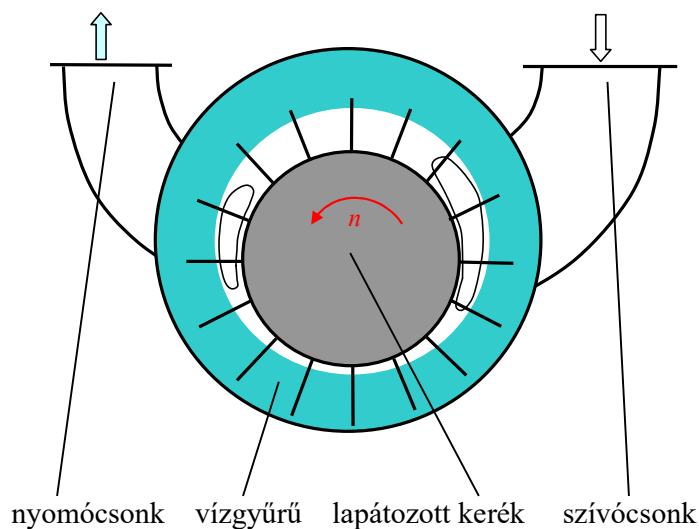
Szivattyúk szívóvezetékének légtelenítésére vagy egyéb, a szállított levegő minőségére, tisztaságára nem igényes üzem számára alkalmas a vízyűrűs vákuumszivattyú. Egy a házhoz

képest excentrikusan csapágyazott, lapátos kerék forog a házban, melyben víz van. A víz egy részét az elszívott levegő magával ragadja, így a víz folyamatos pótlásáról gondoskodni kell. A forgó lapátos kerék a házsal koncentrikus gyűrű alakban helyezkedik el a centrifugális erőterben, miáltal a kerékagy, a lapátok, a vízgyűrű, valamint az első és hátsó házfal között a kerület mentén változó nagyságú térrészek alakulnak ki. Ezek a térrészek a szívócsonk előtt elhaladva levegővel töltődnek meg, és a kerék elfordulásával a nyomócsonk közelébe jutnak, közben térfogatuk ismét csökken az excentrikus agy-vízgyűrű felületek miatt. Így a nyomócsonkon a levegő távozik vízcseppeket ragadva magával. Mivel a kiszivattyúzott levegő a kompresszió során vízzel érintkezik, a hőmérséklet a víz nagy fajhője miatt közel állandó, azaz a folyamat izotermikus.

Az izotermikus hasznos teljesítmény az (1.11) képlet alapján számítható, mint a képlet által megadott fajlagos munka és a tömegáram szorzata.

$$P_h = \dot{m} \frac{p_0}{\rho_0} \ln\left(\frac{p_0}{p_s}\right) = Q_0 \cdot p_0 \ln\left(\frac{p_0}{p_s}\right). \quad (15.5)$$

A képletben p_s jelöli az evakuálendő tér nyomását, p_0 pedig a légköri nyomás.



15.6 ábra Vízgyűrűs vákuumszivattyú

Irodalomjegyzék

Szakkönyvek

Bihari, P.: Műszaki hőtan, elektronikus jegyzet

http://www.tankonyvtar.hu/hu/tartalom/tamop412A/2010-0017_42_muszaki_hotan/ch06s02.html

Bohl, W.: Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise; Strömungsmaschinen 2, Berechnung und Konstruktion, Vogel Buchverlag, 1994, 1995

Carolus, Th.: Ventilatoren, Teubner Verlag, 2003

Dixon, S.L.: Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Elsevier, 2005

Fúzy, O.: Áramlástechnikai gépek és rendszerek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1991

Gülich, J.F.: Kreiselpumpen, Springer Verlag, 1999

Halász, G. – Kristóf, G. – Kullmann, L.: Áramlás csőhálózatokban, Műegyetemi Kiadó, 2002

Hau, E.: Wind Turbines, Springer Verlag, 2006

Környey T.: Termodinamika, Műegyetemi Kiadó, 2005

Lajos, T.: Az áramlástan alapjai, Műegyetemi Kiadó, 2004

Raabe J: Hydraulische Maschinen und Anlagen; Teil 1 Grundlagen der hydraulischen Strömungsmaschinen; Teil 2 Wasserturbinen; Teil 3 Pumpen; Teil 4 Wasserkraftanlagen, VDI Verlag, 1970

Rabie, M.G.: Fluid Power Engineering, McGraw Hill, 2009

Schlender, F. – Klingenberg, G.: Ventilatoren im Einsatz, VDI Verlag, 1996

Turton, R.K.: Rotodynamic Pump Design, Cambridge University Press, 1994

Tuzson, J.: Centrifugal Pump Design, John Wiley, 2000

Szivattyúgyárak kézikönyvei

KSB: Auslegung von Kreiselpumpen, KSB, 2005

<https://www.ksb.com/blob/52816/23e6a496a8731c640f05314ad37a594a/auslegung-de-data.pdf>

SIHI: Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpenanlagen, SIHI-Halberg, 1978

Sulzer: Kreiselpumpen Handbuch, Vulkan-Verlag, 1997

Az izobárok széttartása miatt $\sum (h_{ys} - h_x) > h_{2s} - h_1$.

Ezt beírva a (F1.1) egyenletbe $\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} < \frac{\sum h_{ys} - h_x}{h_2 - h_1} = \frac{\eta_p (h_2 - h_1)}{h_2 - h_1} = \eta_p$,

szavakban: **kompreszió esetén a folyamat η_c adiabatikus (izentropikus) hatásfoka kisebb, mint az η_p elemi hatásfok.**

Állandó c_p fajhő feltételezésével $\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$, amit rendezve $\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 = \eta_c \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)$. Fejezzük

ki a hőmérsékletek hányadosát az izentropán a nyomásviszony hatványával: $\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$,

illetve a valódi folyamat kezdő és végpontján átmenő politropa n kitevőjét felhasználva $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$. Ezeket a fenti egyenletbe beírva $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 = \eta_c \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$. (F1.2)

Az egyszer aláhúzott kifejezés szerepel az izentropikus hasznos munkában (ld. előadási anyag):

$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{\rho_1}{p_1} Y_{h,izent}$. A kétszer aláhúzott kifejezés $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 = \frac{n-1}{n} \frac{\rho_1}{p_1} Y_{h,pol}$.

Ezeket a megfelelő helyekre visszaírva és $\frac{\rho_1}{p_1}$ -gyel egyszerűsítve $\frac{\kappa-1}{\kappa} Y_{h,izent} = \eta_c \frac{n-1}{n} Y_{h,pol}$.

Az is tudjuk az előadásról, hogy $Y_{h,izent} = \eta_c Y_{be}$, valamint $Y_{h,pol} = \eta_p Y_{be}$, így tehát $\frac{\kappa-1}{\kappa} \eta_c Y_{be} = \eta_c \frac{n-1}{n} \eta_p Y_{be}$. Az aláhúzott tényezők kiesnek, így végül

$$\eta_p = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa}}{\frac{n-1}{n}}, \quad (F1.3)$$

avagy $\frac{n-1}{n} = \frac{\kappa-1}{\eta_p \kappa}$.

A (F1.2) egyenletet a kompresszor η_c hatásfokára rendezve és a politropikus kitevőt a

legutóbbi képlettel beírva $\eta_c = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}$, tehát $\eta_c = f\left(\frac{p_2}{p_1}, \eta_p \right)$, ezt mutatja a jegyzet

13.3. ábrája.

Politropikus állapotváltozás. Elemi nyomásnövekedés során, melynek elemi (politropikus) hatásfoka η_p , az izentropikus entalpiánövekedés dh_s , ennél nagyobb a valódi

entalpianövekedés, $dh = dh_s / \eta_p$. A kettő különbsége az izobár meredeksége miatti

$$dh' = \left. \frac{\partial h}{\partial s} \right|_{p=\text{áll}} ds = T ds, \text{ mint az F1. ábra alatti képlet mutatja. Tehát}$$

$$dh = dh_s + dh' = \eta_p dh + T ds.$$

Átérve a H abszolút entalpiára, ahol $H = c_p T = c_p (t + 273) = c_p t + c_p \cdot 273 = h + c_p \cdot 273$, írhatjuk, hogy

$$dH(1 - \eta_p) = T ds = \frac{H}{c_p} ds. \text{ Ezt a közönséges differenciálegyenletet integrálva és a megoldást a}$$

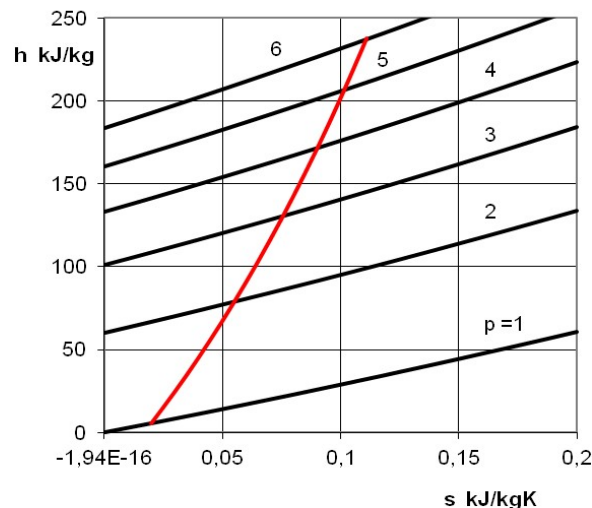
$$H_1 - s_1 \text{ kezdeti értékre illesztve kapjuk, hogy } \ln\left(\frac{H}{H_1}\right) = \frac{s - s_1}{c_p(1 - \eta_p)}. \text{ Rendezés után}$$

$H = H_1 e^{\frac{s - s_1}{c_p(1 - \eta_p)}}$. Térjünk vissza a relatív entalpiákra $h + 273c_p = (h_1 + 273c_p) e^{\frac{s - s_1}{c_p(1 - \eta_p)}}$. Innen végül a valódi állapotváltozás egyenlete

$$h = (h_1 + 273c_p) e^{\frac{s - s_1}{c_p(1 - \eta_p)}} - 273c_p \quad (\text{F1.4})$$

Az alábbi ábrán egy 1 bar-ról 6 bar-ra történő valódi, $\eta_p = 0,85$ elemi hatásfokú kompresszió vonala látható.

Levegő h-s diagram



F1.2. ábra Valódi állapotváltozás 85%-os politropikus hatásfok esetén

Az állapotváltozás kezdő és végpontjának adatai $c_p = 1 \text{ kJ/kg}$ fajhővel számolva:

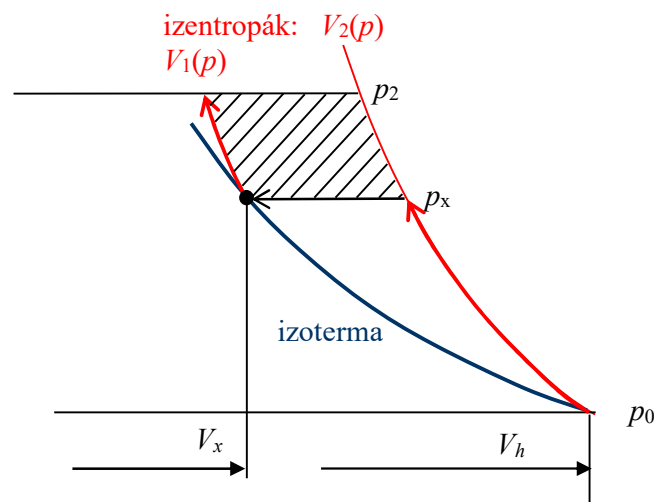
	p bar	H kJ/kg	T K
Kezdőpont	1	5,51	278,5
Végpont	6	237,5	510,5

Innen a politropikus kitevő kiszámítható, hiszen $\frac{T_2}{T_1} = \frac{510,5}{278,5} = 1,833 = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 6^{\frac{n-1}{n}}$, így

$n = 1,511$. Az (F1.3.) képlet alkalmazásával $\eta_p = \frac{\kappa - 1}{n - 1} = \frac{0,4}{1,4} \frac{1,511}{0,511} = 0,845 \approx 0,85$, ahogy várható.

F.2 Kompresszor közbülső hűtésének optimális nyomásviszonya

Az első fokozatban izentropikusan a p_x nyomásig komprimált és eközben felmelegedett közeg ideális esetben a szívótér (a környezet) hőmérsékletéig hűthető vissza. Ezt mutatja az alábbi ábra.



F2.1. ábra Közbülső hűtés kétfokozatú kompresszió esetén

A $p_0 - V_h$ pontból induló $V_2(p)$ izentropa egyenlete: $V_2 = V_h \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$,

a $p_x - V_x$ pontból induló $V_1(p)$ izentropa egyenlete: $V_1 = V_x \left(\frac{p_x}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$. A $p_x - V_x$ pont azonban

rajta fekszik a $p_0 - V_h$ pontból induló izotermán is, így $V_x = V_h \frac{p_0}{p_x}$. Ezt behelyettesítjük az

előző képletbe, kapjuk tehát, hogy: $V_1 = V_x \left(\frac{p_x}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = V_h \frac{p_0}{p_x} \left(\frac{p_x}{p}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = V_h \frac{p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}}}{p^{\frac{1}{\kappa}}}$.

Ezek után kiszámíthatjuk a vonalkázott terület nagyságát, ez a közeg visszahűtése révén megtakarítható W technikai munka.

$$\begin{aligned}
W &= \int_{p_x}^{p_2} (V_2 - V_1) dp = V_h \int_{p_x}^{p_2} \left(p_0^{\frac{1}{\kappa}} - p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}-1} \right) \cdot p^{-\frac{1}{\kappa}} dp = V_h \left(p_0^{\frac{1}{\kappa}} - p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}-1} \right) \cdot \frac{p^{-\frac{1}{\kappa}+1}}{-\frac{1}{\kappa}+1} \Bigg|_{p_x}^{p_2} = \\
&= V_h \left(p_0^{\frac{1}{\kappa}} - p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}-1} \right) \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \left(p_2^{\frac{-1}{\kappa}+1} - p_x^{\frac{-1}{\kappa}+1} \right) = \\
&= V_h \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(p_0^{\frac{1}{\kappa}} p_2^{\frac{-1}{\kappa}+1} - p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}-1} p_2^{\frac{-1}{\kappa}+1} - p_0^{\frac{1}{\kappa}} p_x^{\frac{-1}{\kappa}+1} + p_0 p_x^{\frac{1}{\kappa}-1} p_x^{\frac{-1}{\kappa}+1} \right)
\end{aligned}$$

A maximálisan megtakarítható technikai munkát akkor kapjuk, ha megkeressük a W függvény p_x szerinti maximumát. A képlet utolsó sorában a zárójeles kifejezés első tagja nem függ p_x -től, az utolsó tag pedig p_0 -lal egyenlő, így szintén nem függ p_x -től. Ezért csak a 2. és 3. tagot kell p_x szerint differenciálni, és a deriváltat egyenlővé tenni 0-val.

$$\frac{dW}{dp_x} = V_h \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left(-p_0 \left(\frac{1}{\kappa} - 1 \right) p_x^{\frac{1}{\kappa}-2} p_2^{\frac{-1}{\kappa}+1} - p_0^{\frac{1}{\kappa}} \left(-\frac{1}{\kappa} + 1 \right) p_x^{\frac{-1}{\kappa}} \right) = 0.$$

Némi számolás után azt kapjuk, hogy $p_0^{\frac{1}{\kappa}} \cdot p_2^{\frac{-1}{\kappa}} = p_x^{\frac{-1}{\kappa}+2-\frac{1}{\kappa}} = p_x^{2\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)}$, amiből $\left(1-\frac{1}{\kappa}\right)$ -edik gyököt vonva $p_0 p_2 = p_x^2$, azaz az optimális közbülső nyomás, amelyen visszahűtjük a közeget a szivóter nyomásának és a kompresszor végnyomásának mértani közepe:

$$p_x = \sqrt{p_0 \cdot p_2}.$$

F3. Az üzemtan numerikus módszereinek alapjai

Bonyolultabb, két-három csőnél, szivattyúnál több elemet vagy csőhurkokat tartalmazó hálózatok stacionárius állapotát: a csövek térfogatáramát és a csomópontok (csőcsatlakozások) nyomását a 9. fejezetben bemutatott grafikus úton nem tudjuk meghatározni. Ilyenkor numerikus módszerekre van szükség.

Az áramlást a csomópontokra felírt **anyag megmaradási** (kontinuitási) **egyenletek** és a csövekre felírt, veszteségtaggal, szállítómagassággal kibővített mozgásegyenletek (Bernoulli egyenletek) alapján számíthatjuk. A csomópontokban lehetséges ismert, a rendszer állapotától, nyomásviszonyaitól független térfogatáram elvétel vagy betáplálás. Emiatt a csomóponti kontinuitási egyenlet – abban az esetben, ha a folyadék sűrűsége állandó – ilyen alakú:

$$\sum_{i \in I} Q_i = Q_{\text{elvétel}}, \quad (\text{F3.1})$$

itt I jelöli a kiválasztott csomóponthoz csatlakozó csövek indexeinek halmazát. Csőenként változó folyadéksűrűségek esetén – ilyenek pl. a távfűtő hálózati csövek – az egyenlet alakja:

$$\sum_{i \in I} \rho_i Q_i = \dot{m}_{\text{elvétel}}. \quad (\text{F3.2})$$

Fontos, hogy ez az egyenlettípus nem tartalmaz ismeretlen nyomást, térfogatáramot is csak annyit, ahány cső a kiválasztott csomópontoz csatlakozik.

A **Bernoulli egyenlet** veszteséges cső, fojtás esetén az alábbi alakú. A sebességeket a térfogatárammal fejeztük ki, a veszteségtényezőt K_i -vel jelöltük.

$$p_e + \rho_i g z_e + \frac{8\rho_i Q_i^2}{D_e^4 \pi^2} = p_v + \rho_i g z_v + \frac{8\rho_i Q_i^2}{D_v^4 \pi^2} + K_i |Q_i| Q_i, \text{ ami rendezés után ilyen alakra hozható}$$

$$p_v - p_e + \rho_i g (z_v - z_e) + \frac{8\rho_i}{\pi^2} \left(\frac{1}{D_v^4} - \frac{1}{D_e^4} \right) Q_i^2 + K_i |Q_i| Q_i = 0. \quad (\text{F3.3})$$

Ha szivattyú a vizsgált elem, akkor az egyenlet alakja:

$$p_e + \rho_i g z_e + \frac{8\rho_i Q_i^2}{D_e^4 \pi^2} + \rho_i g H(Q_i) = p_v + \rho_i g z_v + \frac{8\rho_i Q_i^2}{D_v^4 \pi^2}, \text{ itt a } H(Q_i) \text{ függvénykapcsolat}$$

jelleggörbéje szakaszonként linearizálható (azaz egy elsőfokú Taylor polinommal közelíthető, $H = A + B \cdot Q_i$) és az egyenletet ismét rendezzük.

$$p_v - p_e + \rho_i g (z_v - z_e) - \rho_i g A - \rho_i g B Q_i + \frac{8\rho_i}{\pi^2} \left(\frac{1}{D_v^4} - \frac{1}{D_e^4} \right) Q_i^2 = 0. \quad (\text{F3.4})$$

A (F3.3) és a (F3.4) egyenlet általános alakja tartalmazhat konstans, Q_i -ben lineáris, négyzetes és vegyes négyzetes tagot, továbbá a cső végén és elején lévő nyomást. Legáltalánosabb alakja tehát:

$$p_v - p_e + \alpha + \beta Q_i + \gamma Q_i^2 + \delta |Q_i| Q_i = 0. \quad (\text{F3.5})$$

Ez az egyenlet csupán egy vagy két ismeretlen nyomást és egy ismeretlen térfogatáramot tartalmaz, de sajnos nemlineáris. (Akkor egy az ismeretlen nyomások száma, ha a cső egyik vége ismert nyomású medencéből indul vagy oda torkollik, vagy a folyadék a szabadba ömlik ki.)

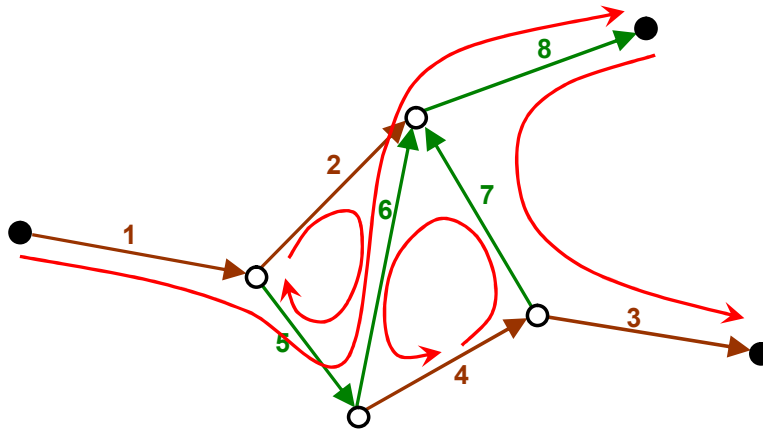
A két kiemelt egyenlet (F3.1) és (F3.5) „mátrixa” igen ritka, ahhoz azonban, hogy az egyenletek mátrixáról beszélhessünk, azokat először például az ismert Newton-Raphson módszerrel linearizálni kell. A ritka mátrixú egyenletrendszerek megoldására a matematikai szoftverek, például a MATLAB, hatékony eljárásokat tartalmaznak. Tanulságos azonban végiggondolni, hogyan csökkenthető az egyenletrendszerbeli ismeretlenek száma.

Jelölje a csövek számát k (ezek közé tartozónak tekintjük a fojtást és a szivattyút is). Ennyi (F3.5) típusú egyenlet írható fel és éppen ennyi az ismeretlen térfogatáramok száma. A csövek közül legyen f darab olyan, amelyeknek egyik végén ismert a nyomás, tehát ez a csővégi csomópont a hálózatnak nem belső pontja.

Jelölje a belső csomópontok számát n . Ennyi kontinuitási egyenlet írható fel és éppen ennyi az ismeretlen nyomások száma. Megállapítottuk, hogy az ismeretlenek száma $(k + n)$ és az egyenletek száma (szintén $k + n$) azonos, ami az egyenletrendszer megoldhatóságának feltétele.

Belátható, hogy az n darab kontinuitási egyenlet révén a k darab ismeretlen térfogatáram közül $b = k - n$ darab független, úgynevezett **bázisáram** kijelölhető és ezekkel a kontinuitási egyenletek révén a többi n darab térfogatáram a bázisáramok lineáris kombinációjaként előállítható.

Tekintsünk egy példát, a F3.1. ábrán látható – nem túl bonyolult – hálózat gráfját. Az ismeretlen nyomású belső csomópontokat jelölje \circ és az ismert nyomású csővégi csomópontokat \bullet . Az előbbieik száma a példában $n = 4$, az utóbbiaké $f = 3$. A csöveket — jelöli az ábrán, számuk $k = 8$.



F3.1. ábra Egyszerű csőhálózat gráfja

A bázisáramok száma a példában $b = k - n = 8 - 4 = 4$. Ezek az 1, 2, 3, 4 jelű **barna színű ágak** áramai. A többi $n = 4$ darab ezek lineáris kombinációja, 5, 6, 7, 8, sorszámú **ág színe zöld**. A kijelölésnél szabály, hogy a nem bázisáramok ágaiból alkotott részgráf összefüggő, hurkot nem tartalmazó, tehát fa struktúrájú legyen. A zöld ágak eleget tesznek ennek.

Bizonyítható, hogy kijelölhető a gráfban éppen b darab független **útvonal** (élek nyitott vagy zárt sorozata). Ez megtehető úgy, hogy minden útvonal egy és csak egy bázisáramot tartalmazzon. Ezeket az utakat folytonos **piros vonallal** jelöltük, sorszámuk azonos az általuk tartalmazott (barna) bázis ág sorszámával. Ellenőrizhető, hogy mindegyik út csak a sorszámát definiáló bázisáramot tartalmazza. Az alábbi b sorú, k oszlopú U mátrix tartalmazza az útvonalak sorszámainak előjelét, ez

- +1, ha az ág szerepel az útvonalban és az irányítás azonos,
- 1, ha az ág szerepel az útvonalban és az irányítás ellentétes,
- 0, ha az ág nem szerepel az útvonalban.

$$U = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

Valóban például az U mátrix 3. sorában a 3., 7. és 8. elem nem zérus, ezeken az ágakon halad át a 3. ág, de a 7. és a 8. ág irányítása ellentétes a 3. útvonal irányításával.

Transzponáljuk az U mátrixot, az U^T mátrix ilyen alakú:

$$U^T = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \end{pmatrix}.$$

A mátrix $b \times b$ méretű felső négyzetes részmátrixa egy egységmátrix, az alsó – általában b oszlopú és n sorú részmátrixnak pedig fontos jelentése van. Írjuk le külön is ezt az alsó, B-nek elnevezett részmátrixot:

$$B = \begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \end{pmatrix}.$$

A B mátrix első oszlopa az 1., második oszlopa a 2., stb. bázisáramra utal, hiszen annak a bázisáramnak az útvonalából képeztük. A B mátrix sorai pedig rendre a nem-bázis áramokhoz kötődnek, az 5., 6., 7. és 8. áramhoz.

Mit is jelent tehát például a B mátrix 1. (azaz az U^T mátrix 5.) sora? Azt jelenti, hogy az 5. ágon áthalad az 1. és a 2. útvonal, mégpedig az 1. útvonal megegyező irányítással, míg a 2. útvonal ellentétes irányítással, a 3. és a 4. útvonal nem halad át az 5. ágon. Így tehát az 5. ág térfogatárama egyenlő az 1. és a 2. ág térfogatáramának előjeles összegével, a többi ágra hasonló igaz, azaz

$$\begin{aligned} Q_5 &= Q_1 - Q_2 \\ Q_6 &= Q_1 - Q_2 - Q_4 \\ Q_7 &= -Q_3 + Q_4 \\ Q_8 &= Q_1 - Q_3 \end{aligned}$$

Ez éppen a kontinuitást fejezi ki. Így lehet a nem báziságak térfogatáramait a bázisáramokéval kifejezni.

Ha ezeket az egyenleteket bemásoljuk a (F3.5) egyenletekbe, akkor azokban csak bázisáram szerepel. De szerepelnek még ismeretlen nyomások is. Ezekről úgy szabadulhatunk meg, ha az egy útvonalhoz tartozó ágak (F3.5) típusú egyenleteit az ágak irányítását is figyelembe vevő előjellel összeadjuk, ekkor minden ismeretlen nyomás kiesik, mert egyszer pozitív, egyszer negatív előjellel szerepel az összegben. Például az első útvonal az 1., 5., 6., 8. ágat tartalmazza, mindegyiket azonos előjellel. Az 1. ág végén lévő csomópont nyomása az 1. ág (F3.5) egyenletében p_v , míg az 5. ág elején szereplő azonos pont nyomása az 5. ág egyenletében $-p_e$. Értékük azonos, előjelük ellentétes, így összegük zérus. Az összes belső pontbeli nyomás így kiesik és kapunk b darab útvonalegyenletet, melyekben csupán a b darab bázis térfogatáram szerepel ismeretlenként. A feladat megoldható.

Ezek után a B mátrix segítségével kiszámítjuk a többi, nem bázis áramot, majd egy ismert nyomású pontból elindulva és az ágakon haladva az összes nyomás kiszámolható.

Ezzel a feladatot megoldottuk. A módszert a Hidrodinamikai Rendszerek Tanszék évek óta sikeresen alkalmazza számtalan stacionárius csőhálózat számítás kapcsán.

F4. Áramlástechnikai gépek szószedet

(* a francia szógyűjteményért **Dr. Halász Gábor** professzor úrnak mondok köszönetet)

magyar	deutsch	English	français*
abszolút hőmérséklet	Absoluttemperatur	absolute temperature	température Kelvin, température absolue
abszolút sebesség	Absolutgeschwindigkeit	absolute velocity	vitesse absolue
adiabatikus	adiabatisch	adiabatic	adiabatique
affin parabola	affine Parabel	parabola of affinity	parabole
affinitás	Affinität	affinity	lois d'affinité
agy, agyátmérő	Nabe, Nabendurchmesser	hub, hub diameter	moyeu , diamètre du moyeu
állapotjelző	Zustandsvariable	state variable	variable d'état
áramcső	Stromröhre	stream tube	tube de courant
áramfüggvény	Stromfunktion	stream function	fonction de courant
áramlás (nem rohanás)	Strömen	subcritical flow	régime fluvial
áramlási veszteség	Strömungsverlust	head loss	pert de charge
áramlástechnika	Strömungsmechanik	fluid mechanics	mécanique des fluides
áramvonal	Stromlinie	streamline	ligne de courant
átfolyási szám	Durchflusszahl	discharge coefficient	coefficient de débit (massique/volumique)
átlagsebesség	mittlere Geschwindigkeit	mean velocity	vitesse moyenne (ou débitante)
átmérő	Durchmesser	diameter	diamètre
átmérő tényező	Durchmesserzahl	diameter number	rayon spécifique
átömlés	Durchfluss	discharge	passage
átömlési keresztmetszet	Durchflussquerschnitt	cross flow area	section de passage
axiális	axial	axial	axiale
axiális átömlés	axiale Durchströmung	axial through flow	passage axial
axiális erő	Axialkraft/Schub	axial thrust	poussée axiale
barotróp	barotrop	barotropic	barotrope
befektetett munka	zugeführte Arbeit	input work	travail dépensé
belépő él	Eintrittskante	leading edge	bord d'attaque, entrée des ailes
belső energia	innere Energie	internal heat	énergie interne
belső teljesítmény	innere Leistung	inner power	puissance interne
berendezés	Einrichtung	aggregate	appareille
Bernoulli egyenlet	Bernoulli Gleichung	Bernoulli equation	équation Bernoulli
biztonsági szelep	Sicherheitsventil	safety valve	soupape de sécurité
borda	Rippen	vane, fin	arête
búvárszivattyú	Tauchpumpe	submersible pump	pompe submersible, pompe de forage
centrifugális	zentrifugal	centrifugal	centrifuge
centrifugálkompresszor	Zentrifugalkompressor	centrifugal compressor	turbo-compresseur
cirkuláció	Zirkulation	circulation	circulation
Cordier-diagram	Cordier-Diagramm	Cordier diagram	diagramme de Cordier
csapágy (csúszó)	Gleitlager	bearing	palier
cseppfolyós	tropfbar	liquid	liquide

csiga	Schneckengetriebe	worm	vis sans fin
csigaház	Spiralgehäuse	volute	bâche spirale, volute
csomópont	Knotenpunkt	node	noeud
cső	Rohr	tube, pipe	tube,
csősúrlódás	Rohrreibung	pipe friction	frottement, pert de charge
csővezeték jelleggörbe	Rohrcharakteristik	pipe characteristics	courbe caractéristique (de la conduite)
csúszólapátos szivattyú	Flügelzellenpumpe	sliding vane pump	pompes à palettes
csúsztató feszültség	Schubspannung	shear stress	contrainte visqueuse
diffúzor	Diffusor	diffuser	diffuseur
dimenziótlan	dimensionslos	nondimensional	sans dimension
dinamikai viszkozitási tényező	dynamischer Zähigkeitsbeiwert	dynamic viscosity	coefficient de viscosité dynamique
disszipáció	Dissipation	dissipation	dissipation
dugattyú	Kolben	piston	piston
dugattyús kompresszor	Kolbenkompressor	piston compressor	compresseur à piston
dugattyús szivattyú	Kolbenpumpe	piston pump	pompe à piston, pompe de balayage
duzzasztott felszín	Staulinie	backwater curve	surface d'amont, courbe de remous
egyenlőtlenégi fok	Ungleichförmigkeitsgrad	pulsation rate	taux de pulsation
egyszeres beömlésű járókerék	einflutiges Laufrad	single intake impeller	roue à une ouïe
él	Kante	edge	arête, bord
elemi munka	elementare Arbeit	elementary work	travail élémentaire
elgőzölgés	Verdampfung	evaporation	vaporisation
ellenőrző felület	Kontrollfläche	control area	surface de référence (ou contrôle)
elméleti teljesítmény	theoretische Leistung	theoretical power	puissance théorique
elmozdulás	Bewegung	movement	déplacement
előlap	Deckscheibe	shroud	flasque avant
előperdület	Vordrall	prerotation	prérotation
előrehajló	vorwertsgeskrümmt	forward-curved	courbé en avant, couchée ver l'avant
előterelő	Vorleitrad	prerotor	distributeur
energiaáram	Energiestrom	energy flow	flux d'énergie
energiaegyenlet	Energiegleichung	energy equation	equation d'énergie
entalpia	Enthalpie	enthalpy	enthalpie
entrópia	Entropie	entropy	entropie
érintő	Tangente	tangent	tangente
erőgép	Kraftmaschine	working machine	machine motrice
esés	Fallhöhe	head	chute
expanzió	Expansion	expansion	expansion
fajhő	spezifische Wärme (bei konstantem Druck/Volumen)	specific heat (at constant pressure/volume)	chaleur spécifique (à pression/volume) constante
fajhő (állandó nyomáson)	spezifische Wärme bei konstantem Druck	specific heat at constant pressure	chaleur massique à pression constante
fajhő (állandó	spezifische Wärme bei	specific heat at constant	chaleur massique à

térfogaton)	konstantem Volumen	volume	volume constante
fajhóviszony	Verhältnis der spezifischen Wärmen	ratio of specific heats	rapport de chaleur spécifiques
fajlagos	spezifisch	specific	spécifique
fajlagos energiafelhasználás	Spezifischer Energieverbrauch	specific energy consumption	energie absorbé spécifique
fajlagos entalpia	spezifische Enthalpie	specific enthalpy	enthalpie massique
fajlagos géptömeg	spezifisches Maschinengewicht	specific machine weight	masse de machine spécifique
fajlagos mennyiség	spezifische Größe	specific quantity	grandeur spécifique
fajtérfogat	spezifisches Volumen	specific volume	volume massique
falvastagság	Wandstärke	wall thickness	épaisseur de conduite
fázisegyensúly	Phasengleichgewicht	phase equilibrium	équilibre de phases
félaxiális	halbaxial	mixed flow	hélico-axiale, diagonale
felhajtóerő	Auftriebskraft	lift force	portance
felhajtóerő tényező	Auftriebsbeiwert	lift coefficient	coefficient de portance
felületi erők	Oberflächenkräfte	surface forces	forces superficielles
felvett teljesítmény	Gesamtleistung	input power	puissance absorbée
fogaskerékszivattyú	Zahnradpumpe	gear pump	pompe à engrenages
fojtás	Drosselregelung	throttling	étranglement hydraulique; pertes de charge singulière
folyadék	Flüssigkeit	fluid	fluid
folyékony vonal	flüssige Linie	liquid line	filet fluid
fordulatszám	Drehzahl	speed of rotation	nombre de tours
fordulatszám szabályozás	Drehzahlregelung	Speed control	réglage de la vitesse de rotation
fordulatszám tényező	Schnelllaufzahl	speed number	vitesse spécifique
forgásfelület	Rotationsfläche	rotational surface	surface de révolution
forgástengely	Drehachse	axis of rotation	axe de rotation
forgató nyomaték	Drehmoment	torque	couple
forgattyúkar	Kurbel	crank	bielle
forgattyús hajtómű	Kurbelgetriebe	crank gear	système bielle-manivelle
forrás	Sieden	boiling	source/puits de fluide
furat (henger furat)	Bohrung	bore	alésage
fúvóka	Düse	nozzle	injecteur, gicleur, buse
gáz	Gas	gas	gaz
gázállandó	Gaskonstante	gas constant	constante universelle de gaz parfaits
gázturbina	Gasturbine	gas turbine	turbine à gaz
geodetikus magasság	geodätische Höhe	geodetic height	hauteur géodésique
golyóscsapágy	Kugellager	ball bearing	paliers (ou roulements) à billes,
görbület	Krümmung	curvature	courbure
görbület	Krümmung	curvature	cambrure
gőzbuborék	Dampfbblasen	vapour bubble	poche de vapeur
gradiens	Gradient	gradient	gradient
gráf	Graph	graph	graphe

gyorsítás (gyorsulás)	Beschleunigung	acceleration	accélération
hajtás	Antrieb	drive	entraînement
hajtókar	Kurbel	crank	bielle
hallásküszöb	Hörschwelle	hearing threshold	seuil d'audition
hangnyomás szint	Geräuschdruckpegel	sound pressure level	niveau sonore
hangsebesség	Schallgeschwindigkeit	speed of sound	vitesse du son
hasoldal (profil)	Druckseite (eines Profils)	pressure side	intrados
hasonlóság	Ähnlichkeit	similarity	similitude
hasznos munka / teljesítmény	Nutz-Arbeit / Leistung	effective work / power	travail / puissance utile
határréteg	Grenzschicht	boundary layer	couche limite
határréteg vastagság	Grenzschichtdicke	boundary layer thickness	épaisseur de couche limite
hatásfok	Wirkungsgrad	efficiency	rendement
hátlap	Tragscheibe	hub	flasque arrière
hátoldal (profil)	Saugseite (eines Profils)	suction side	extrados
hátrahajló	rückwärtsgekrümmt	backward-curved	couchée en arrière
hatvány	Potenz	power	puissance
ház	Gehäuse	casing	corps
henger	Zylinder	cylinder	cyindre
hengertérfogat	Zylindervolumen	cylinder volume	cyindrée
hidraulikai veszteség	hydraulischer Verlust	head loss	perte de charge hydraulique
hidraulikus átmérő /sugár	Hydraulischer Durchmesser/Radius	hydraulic diameter/radius	diamètre/rayon hydraulique
hidraulikus körfolyamat	hydraulischer Kreisprozess	hydraulic circuit	circuite hydraulique
hidraulikus tápegység	hydraulische Speiseeinheit	hydraulic charge unit	circuite hydraulique
hidromotor	Hydromotor	hydraulic motor	moteur hydraulique
hozzáfolyás	Zulauf	suction head	hauteur d'aspiration
hő	Wärme	heat	chaleur
hőáram	Wärmestrom	heat flow	flux de chaleur
hőátadás	Wärmeübertragung	heat transfer	transmission de chaleur
hullám terjedési sebesség	Fortpflanzungs-Geschwindigkeit	wave celerity	célérité des ondes
ideális gáz	idealer Gas	ideal gas	gaz parfait
időskála	Zeitskale	time scale	échelle de temps
iker járókerék	doppelflutiges Laufrad	double suction impeller	roue à deux ouïes
impulzus	Impuls	impulse	impulsion, quantité de mouvement
impulzus nyomaték	Impulsmoment	moment of momentum	moment d'impulsion, moment de quantité de mouvement
impulzusáram	Impulsstrom	impulse flow	flux d'impulsion
index	Index	subscript	indice
indikátor diagramm	Indikatordiagramm	indicator diagram	diagramme de pompe à piston
indítás	Anfahren	start	départ

integrál	Integral	integral	intégrale
irányváltó útszelep	Wegeventil	directional valve	Distributeur 4/3
irreverzibilis	irreversibel	irreversible	irréversible
izentrópa	Isentrope	isentropic line	courbe isentropique
izentrópikus	isentrop	isentropic	isenropique
járókerék	Laufrad	impeller, rotor	roue mobile
járókerék leesztergálás	Abdrehen der Laufrades	impeller trimming	coupure de roue
jelleggörbe	Kennlinie	characteristics	courbe caractéristique
jellemző fordulatszám	spezifische Drehzahl	specific speed	vitesse (tours) spécifique(s)
kagylódiagram	Muscheldiagramm	contours of equal efficiency	courbes des rendements constant
káros térfogat	Schadraum	dead space	volume mort
kavitáció	Kavitation	cavitation	cavitation
kavitációs szám	Kavitationszahl	cavitation parameter	coefficient de cavitation
kazán tápszivattyú	Kesselspeisepumpe	boiler feed pump	pompe d'alimentation de chaudière
keresztmetszet	Querschnitt	cross section	section
keresztmetszeti tényező	Widerstandsmoment	momentum of resistance	moment de résistance
keringető rendszer	Zirkulationssystem	circulating system	circuit hydraulique
kerület	Umfang	perimeter	perimètre
kerületi sebesség	Umfangsgeschwindigkeit	circumferential velocity	vitesse d'entraînement
keverő	Rührgerät	mixer	agitateur
kiegyenlítő tárcsa	Ausgleichscheibe	balancing disc	disque d'équilibrage
kiegyensúlyozás	Auswuchtung	balancing	équilibrage
kilépési veszteség	Austrittsverlust	discharge loss	perte de charge à la sortie
kilépő él	Austrittskante	trailing edge	arête de de sortie
kinematikai vizkozitási tényező	kinematischer Zähigkeitsbeiwert	cinematic viscosity	coefficient de viscosité cinématique
kinetikus energia	kinetische Energie	kinetic energy	énergie cinétique
kisnyomású	Kleindruck-	Low pressure	basse pression
komponens	Komponente	component	composante
kompresszió viszony	Kompressionsverhältnis	compression ratio	taux de compression
kompresszor	Kompressor	compressor	compresseur
kontinuitási egyenlet	Kontinuitätsgleichung	equation of continuity	équation de continuité
kontrakció	Kontraktion	contraction	contraction
koordinátarendszer	Koordinatensystem	coordinate system	système coordonnée
korlát, határ	Limit, grenz-	margin, threshold	limite
közbenső hűtés	Zwischenkühlung	intermediate cooling	refroidissement interne, réfroidissement entre les cellules
kúp	Kegel	cone	cône
kút	Brunnen	well	puit
labilis	labil	labile	instable
labirint	Labyrinth (Dichtung)	labyrinth (packing)	labyrinthe
lamellás szivattyú	Flügelzellenpumpe	vane pump	pompes à palettes

lamináris	laminar	laminar	laminaire
lapát	Schaufel	blade, vane	aube, augets,
lapát orra	Schaufel/Profil-Spitze	blade/profile tip	bec d'aile
lapátállítás	Schaufelverstellung	blade adjustment	réglage d'aile, orienter de pale
lapátcsatorna	Schaufelkanal	blade channel	canale interaube
lapátrács	Schaufelgitter	blade row	grille d'aube
lapátszám	Schaufelzahl	blade number	nombre d'aube
lapátszög	Schaufelwinkel	blade angle	angle de l'aile
lapátvég	Schaufel Ende	blade end	arête de fuit
lapátvég lereszelése	Zuschärfen der Schaufelenden	underfiling of blade tips	affûtage
lassítás	Verzögerung	deceleration	ralentissement, déceleration
légüst	Windkessel	air vessel	chambre d'aire
lemezlapát	Blechschaufel	sheet-metal blade	aile en tôle
lendítő kerék	Schwungrad		volant d'inertie
lengés	Schwingung	oscillation, vibration	oscillation
lengésvédelmi akna	Wasserschloss	surge tank	chambre d'équilibre
léptékhatás	Maßstabeffekt	scale effect	effet d'échelle
leválás	Ablösung	separation	décollement
leválási zóna	Abreißzone	separation zone	région décollée
lineáris	linear	linear	lineaire
lokális	lokal	local	locale
löket	Hub	stroke	course
löket állítás	Hub-Verstellung	stroke adjustment	réglage de course
lökettérfogat	Hubraum	stroke volume	cyindrée
mechanikai veszteség	mechanischer Verlust	mechanical loss	pertes mécaniques
medence	Becken	tank	réservoir
meder	Flussbett, Gerinne	channel bed	lit (du cours d'eau)
megfúrási fordulatszám	Durchgangsdrehzahl	over speed	vitesse d'emballément
megfúvási szög	Anstellwinkel	angle of attack/ incidence angle	l'angle d'attaque
megkerülő vezeték	Bypass, hydraulischer Nebenschluss	by pass	conduite by-pass
mennyiségi szám	Volumenzahl	flow number	coefficient de débit
meridián	Meridian	meridian	meridien
mozgásmennyiség	Impuls	impulse	quantité de mouvement
munka	Arbeit	work	travail
munkagép	Arbeitsmaschine	working machine	machine réceptrice
munkahenger	Hydrozylinder	cylinder	vérin
munkapont	Betriebspunkt	operating point	point de fonctionnement
nedvesített felület	benetzte Fläche	wetted area	section mouillée
nedvesített kerület	Benetzter Umfang	wetted perimeter	perimètre d'une section mouillée
négyútú szelep	Vierwegeventil	Four port valve	distributeur 4/3
nehézségi gyorsulás	Erdbeschleunigung	gravitational acceleration	pesenteur / accélérateur de la

			pesanteur/accélération de la pesanteur
normál (lapátózás)	radial endende (Schaufel)	radial-tipped (blades)	normale
NPSH	NPSH (Haltedruckhöhe)	net positive suction head	charge nette requise à l'aspiration
numerikus áramlástechnika	numerische Strömungsmechanik	computational fluid dynamics (CFD)	CFD
nyílt felszín	Wasserspiegel	open surface	surface libre
nyíltfelszínű csatorna	natürliche Gerinne	open channel	canal à surface libre
nyitott járókerék	offenes Laufrad	open rotor	roue ouverte
nyomás	Druck	pressure	pression
nyomás esés	Druckabfall	pressure drop	chute de pression
nyomás megcsapolás	Druckentnahmestelle	pressure tap	prise de pression
nyomáshatároló szelep	Druckentlastungsventil	pressure relief valve	limiteur de pression
nyomáshullám	Druckwelle	pressure wave	coup de bélier
nyomáslengés	Druckstoß	pressure surge	coup de bélier
nyomásnövekedés	Druckerhöhung/ Druckanstieg	pressure rise	augmentation de pression
nyomásviszony	Druckverhältnis	pressure ratio	rapport de compression
nyomásszám	Druckzahl	pressure number	coefficient de pression, coefficient manométrique
nyomaték	Moment	torque	moment, couple
nyomatéki szám	Drehmomentzahl	torque number	coefficient de couple
nyomócsenk	Druckstutzen	pressure pipe	bride de refoulement
nyomócső	Druckrohr	pressure tube	tube de refoulement
nyomószelep	Druckventil	pressure valve	clapet de refoulement
nyomott oldal	Druckseite	pressure side	côté (surface) de surpression
origó	Ursprung	origin	origine
önfelszívó	selbstansaugend	self priming	auto-amorçage
örvény	Wirbel	vortex	tourbillon
örvényes	drallbehaftet	vortex (flow)	tourbillon
örvénygép	Kreiselmaschine	turbomachine	turbomachine
örvénymentes	drallfrei	irrotational	irrotationnelle
örvénytű	Kreiselpumpe	turbopump	turbopompe
örvénytétel	Wirbelsatz	vorticity law	équation du tourbillon
összefüggő	zusammenhängend	connected	cohérent, attaché
összenyomhatatlan	inkompressibel	incompressible	incompressible
összeroppanás	Implosion	implosion	implosion
össznyomás	Gesamtdruck	total pressure	pression totale
össznyomás növekedés	Totaldruckerhöhung	total pressure rise	gain de pression totale
palást	Mantelfläche	mantel surface	surface, aire
párhuzamos kapcsolás	Parallelschaltung	operation in parallel	coupler en parallèle
Pelton kanál	Becher der Freistrahlmaschine	bucket of runner	auget
perdület	Drall	angular momentum	rotation
perdület apadási tényező	Minderleistungsbeiwert	slip factor	coefficient d'aubage de puissance,

			coefficient d'aubage, coefficient de glissement
perdület mentes	drallfrei	free of rotation	irrotationnelle
pillangó szelep	Drosselklappe	butterfly valve	vanne papillon
pneumatikus	pneumatisch	pneumatic	pneumatique
politrópikus	polytropisch	polytropic	polytropicque
potenciál	Potential	potential	potentiel
radiális átömlés	Radiale Durchströmung	radial flow	passage radial
reakciófok	Reaktionsgrad	reaction	degré de réaction
relatív sebesség	Relativgeschwindigkeit	relative velocity	vitesse relative
rés	Spalt	gap	jeu
rés térfogatáram	Leckstrom	gap flow	fuite
résgyűrű	Spaltring	sealing sleeve, wear ring	anneau d'usure, frette d'usure
résveszteség	Spaltverlust	leakage loss	pertes par fuites
részterhelés	Teillast	part load	charge partielle
reverzibilis	reversibel	reversible	reversible
Reynolds szám	Reynoldszahl	Reynolds number	nombre de Reynolds
rohanás	Schießen	supercritical/rapid flow	régime torrentiel
rotáció	Rotation	rotation	rotation
rotalpia	Rothalpie	rothalpy	rothalpie
rugalmassági modulus	Elastizitätsmodul	modulus of elasticity	module d'élasticité
rugó	Feder	spring	ressort
sarkantyú	Zunge	tongue	bec de volute
sebesség	Geschwindigkeit	velocity	vitesse
sebességeloszlás	Geschwindigkeits- Verteilung	velocity distribution	répartition de vitesse
sebességi háromszög	Geschwindigkeitsdreieck	velocity triangle	triangle (ou diagramme) des vitesses
sebességi potenciál	Geschwindigkeitspotential	velocity potential	potentiel de vitesse
sík	Ebene	plain	plane
skalár	skalar	scalar	scalaire
soros kapcsolás	Serienschaltung	operation in series	en série
stacionárius	stationär	steady, stationary	permanent
statikus nyomásnövekedés	statische Druckerhöhung	static pressure rise	accroissement de la pression dynamique
statikus szállítómagasság	statische Förderhöhe	static head	hauteur caractéristique statique
sugár	Radius	radius	rayon, distance à l'axe de révolution
sugárcső	Düsenrohr	nozzle	tuyère, buse
súrlódási tényező	Reibungsbeiwert	friction factor	coefficient de pert de charge / coefficient de frottement
súrlódási veszteség	Reibungsverlust	friction loss	perte par frottement
sűrűség	Dichte	density	masse spécifique, masse volumique
szabad felszín	freie Oberfläche	open surface	surface libre

szabad felszín egyenlete	Gleichung der freien Oberfläche	equation of the free surface	équation de la ligne d'eau
szabadságfok	Freiheitsgrad	degree of freedom	degré de liberté
szabályozó tű	Düsennadel	needle	aiguille (pointeau) mobile
szabályozószelep	Regelventil	regulating valve	vanne de réglage
szállítómagasság	Förderhöhe	delivery head	hauteur d'élévation
szárny	Flügel	wing	aile
szárnylapátos kerék	Axialrad	axial flow rotor	roue hélice
szekunder áramlás	Sekundärströmung	secondary flow	écoulement secondaire
szelep	Ventil	valve	vanne
szélesség	Breite	width	largeur
szellőztető	lüftungs-	ventilating	sufflante
szilárdság (mechanikai)	Festigkeit	strength	résistance des matériaux
szivattyú	Pumpe	pump	pompe
szívó-, nyomócsonk	Saug-, Druckstutzen	suction, delivery pipe	bride d'aspiration; refoulement
szívócsonk	Saugstutzen	suction pipe	bride d'aspiration
szívócső	Saugrohr	draft tube	tube d'aspiration
szívóképesség	Saugfähigkeit	suction capacity	capacité d'aspiration
szívómagasság	Saughöhe	suction lift	hauteur d'aspiration
szívószelep	Saugventil	suction/intake valve	clapet d'admission (d'aspiration)
szívótér	Saugraum	suction space	pavillon d'aspiration
szívott oldal	Saugseite	suction side	côté (surface) de dépression
szoftver	Software	software	logiciel
szög	Winkel	angle	angle
szögsebesség	Winkelgeschwindigkeit	angular speed	vitesse angulaire
szűkítési tényező	Verengungsbeiwert	blocking ratio	coefficient de contraction (retrécissement)
tárcsasúrlódás	Radseitenreibung	disc friction	frottement de disque
tartály	Behälter	tank, reservoir	réservoir
tartomány	Bereich	Region/domain	domain
tehermentesítő tárcsa	Entlastungsscheibe	balancing disc	disque d'équilibrage
teljesítmény	Leistung	power	puissance
teljesítmény szalag	Leistungsflussdiagramm	Sankey diagram	diagramme de Sankey
teljesítményszám	Leistungszahl	power number	coefficient de puissance
tengely (fizikai)	Welle	shaft	axe
tengely (gépelem)	Welle	shaft	arbre
tengelykapcsoló	Kupplung	coupling	coupleur
térfogat	Volumen	volume	volume
térfogatáram	Massenstrom	volume flow rate	débit volumique
tervezési pont	Auslegungspunkt	design point	donnée de conception, donnée de design
tervezési térfogatáram	Auslegungsvolumenstrom	design flow rate	debit normale
tétel	Satz	law	théorème

típusjellemző	Typkennzahl	type/shape number	spécifique du type
tolattyú	Schieberventil	port valve	tiroir
tolózár	Schieber	throttle valve	vanne
torló-	Stau-	stagnation	choc
torlópont	Staupunkt	stagnation point	point d'arrêt
többlépcsős	mehrstufig	multistage	multi-cellulaires
tömegáram	Massenstrom	mass flow rate	débit massique
tömegerők	Massenkräfte	mass forces	force de volume
tömegmegmaradás	Massenerhaltung	conservation of mass	conservation de masse
tömítés (tengelynél)	Wellendichtung	packing, stuffing	garnitures
tömszelence	Stopfbuchse	stuffing box	presse-étoupe
trajektória	Bahn	path line	trajectoire
turbinaegyenlet	Turbinengleichung	turbine equation	équation d'Euler
turbófeltöltő	Turboauflader	turbocharger	turbocompresseur
turbulens	turbulent	turbulent	turbulent
tükörszélesség	Spiegelbreite	width of water surface	largeur au miroir
utóterelő	Nachleitrاد	return vane	redresseur
ütközésmentes	stoßfrei	shock free	sans choc
üzemtan	Betriebsverhalten	working behaviour	fonctionnement
üzemvíz csatorna	Umleitungskanal	power canal	canal d'amenée
vákumszivattyú	Vakuumpumpe	vacuum pump	pompe à vide
vázvonal	Skelettlinie	camber line	squelette
vektormennyiség	Vektorgröße	vector quantity	grandeur vectorielle, vecteur
ventilátor	Ventilator	fan	ventilateur
veszteség	Verlust	loss	perte
vetület	Projektion	projection	projection
vezérlés	Steuerung	control	commande
vezető lapát	Leitschaufel	guide vane	aubage redresseur
vezetőkerék	Leitrاد	guide wheel	distributeur, diffuseur à ailette
viszkózus	zäh	viscous	visqueux
visszaáramlás	Rückströmung	reverse flow	retour de courant
visszacsapó szelep	Rückschlagventil	non return valve	clapet de retenu
vízfolyás (mint folyó)	Wassgerinne	river bed	cours d'eau
vízgyűrű	Wasserring	water ring	anneau d'eau
vízmélység (normális, kritikus)	Wassertiefe (normale, kritische)	Water depth (normal, critical)	tirant d'eau (normal, critique)
víznyelés	Durchfluss	flow rate	débit
víztorony	Wasserturm	water tower	chateau d'eau
víz turbina	Wasserturbine	water turbine	turbine hydraulique
vízugrás	Wassersprung	hydraulic jump	ressout
volumetrikus szivattyú	volumetrische Pumpe	Positive displacement pump	pompe volumétrique
vonatkoztatási	Bezugs-	reference	de reference
$Y=gH$	spezifische Arbeit	net energy transfer	puissance massique
zaj	Geräusch	noise	bruit
zajcsökkentés	Geräuschdämpfung	noise reduction	reduction (diminution) du bruit