Radiális szivattyú járókerék fő méreteinek meghatározása előírt *Q*-*H* üzemi ponthoz

Direkt hajtás esetén szóba jövő aszinkronmotor fordulatszámok 3% üzemi szlip feltételezésével: **2910, 1455, 970, 728 1/min**.

Mindegyik fordulatszámhoz kiszámítjuk az $n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}}$ jellemző fordulatszámot. Ha $n_q < 15$, akkor több (*jf*) fokozatú gépet kell tervezni. Egy fokozat szállítómagassága $H_j = H/jf$. A *jf* fokozatszám legyen akkora, hogy egy fokozat jellemző fordulatszáma ne legyen 15-nél kisebb, természetesen a fokozatszám egész szám. Tehát:

$n_{q,1} = 15 = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{\left(\frac{H}{jf}\right)^{3/4}} = n_q \cdot jf^{3/4}$, ami még nem egész, tehát $jf = \mathrm{int}\left[\left(\frac{15}{n_q}\right)^{4/3}\right] + 1$, ezzel

$H_1 = H/jf$ és $\boxed{n_{q1} = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H_1^{3/4}}}$.

Ha $n_q > 80$, akkor szóba jöhet iker-járókerék kétszer fél térfogatárammal, azaz $Q_1 = Q/2$ és

$$\boxed{n_{q1} = \frac{n \cdot Q_1^{1/2}}{H^{3/4}}}.$$

A várható összhatásfok H. H. Anderson (1977) empirikus képletével becsülhető sok szivattyúmérés adatainak feldolgozása alapján: $\eta = 0{,}94 - 0{,}048 \cdot Q^{-0{,}32} - 0{,}29 \cdot lg^2\left(\frac{n_q}{44}\right)$. Itt n_q és *Q* egy fokozat, illetve fél iker járókerék jellemezője. Bár a fenti képlet szigorúan csak egy fokozatú gépekre vonatkozik, jelentősebb eltérés csak iker-járókerék esetén valószínű. Ekkor ugyanis a képlet a tárcsasúrlódási veszteséget túlbecsüli. Többfokozatú szivattyúk esetén a volumetrikus veszteség nagyobb a képletben figyelembe vett értéknél, de ez egy amúgy kis érték bizonytalansága.

Az n_q jellemző fordulatszám függvényében becsülhető a ψ nyomásszám:

$$\psi \overset{def}{=} \frac{2\,gH}{u_2^2} = \left(\frac{300}{270 + n_q}\right)^{\frac{9}{4}}.$$

Innen a kerületi sebesség

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\,gH}{\psi}} = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60}$$

És az átmérő

$$D_2 = \frac{60\,u_2}{\pi \cdot n}.$$

Kiszámítjuk mind a négy felvett fordulatszámon az η hatásfokot és a D_2 járókerék átmérőt és ezek mérlegellésével választjuk ki a végleges *n* motorfordulatszámot.
A részhatásfokok értéke szokásos becslésekkel $\eta_h = \sqrt{\eta}$, illetve $\eta_v = \sqrt[6]{\eta}$.

Most már becsülhetők a járókerék üzemi paraméterei, az elméleti szállítómagasság és az elméleti térfogatáram, $\boldsymbol{H_e}$ és $\boldsymbol{Q_e}$, hiszen $H_e = H/\eta_h$ és $Q_e = Q/\eta_v$.

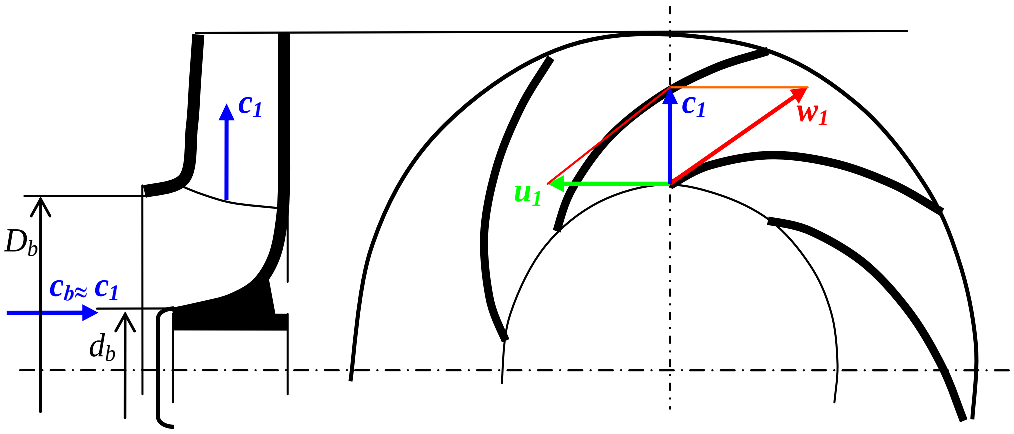
Megbecsülhető a Thoma-féle $\boldsymbol{\sigma}$ kavitációs szám is: $\sigma = \xi \cdot n_q^{4/3}$, ahol az empirikus együttható értéke a már ismert hidraulikai hatásfoktól függ.

$$\xi = \left(\frac{7{,}5}{\eta_h^3} + 2{,}25 \right) \cdot 10^{-4} .$$

Mint ismeretes $\boldsymbol{NPSH_r} = \sigma \cdot H.$

Ezek után sor kerülhet a járókerék tengelyének méretezésére.
A szivattyú teljesítmény felvétele: $\boldsymbol{P_{bev}} = Q\rho gH/\eta = M_t \cdot \omega$, valamint $\omega = 2\pi n/60$. Innen $\frac{P_{bev}}{\omega} = M_t = K\tau_{meg} = \frac{d^3\pi}{16}\tau_{meg}$. Itt K a csavarásra igénybevett tengely keresztmetszeti tényezője és τ_{meg} a tengelyanyagra megengedhető nyírófeszültség.

Jó becslés, hogy $\tau_{meg} = 5 \cdot 10^7$ N/m^2. Ezekkel az adatokkal végül $d = \sqrt[3]{\frac{16K}{\pi}}$, amit a retesz miatt 20%-kal még meg kell növelni, majd felfelé kerekíteni szabványos értékre. A szabványos tengelyméretek: Ø 8, 10, 13, 16, 22, 27, 32, 40, 50, 60, 70, 80, 100, ... mm. Ezzel meghatároztuk a $\boldsymbol{d}$ tengelyátmérőt. Az Ø100 tengelyméret már elegendő 1-1,5 MW teljesítményű szivattyú hajtásához.
A $\boldsymbol{d_b}$ agyátmérő a tengelyátmérő mintegy 1,25 szerese: $d_b = 1{,}25\, d$.
Következő lépés a belépő keresztmetszet $\boldsymbol{D_b}$ átmérőjének kiszámítása. A D_b és a d_b átmérők közötti körgyűrű alakú keresztmetszeten keresztül jut a Q_e folyadékáram a járókerékbe. A folyadék sebessége ennek során egy optimium- számítás eredményeként adódik.
A járókerékben a lapátok között a folyadék a járókerékhez képest w relatív sebességgel áramlik, ennek négyzetével ($w^2/2g$ –vel) arányos az áramlási veszteség. A relatív sebesség négyzete a sebességi háromszög és a Pythagoras tétel segítségével az abszolút és a kerületi sebességből számítható perdületmentes belépést feltételezve, ekkor ugyanis a belépő sebességi háromszög derékszögű háromszög.



A nyomásszám alapján nyilvánvaló, hogy a sebességek, így a $\boldsymbol{c_b}$ belépő abszolút sebesség is, arányosak a szállítómagassággal, $c_b = \varepsilon\sqrt{2gH}$, az $\boldsymbol{\varepsilon}$ együttható neve: belépési tényező. Igaz továbbá, hogy a lapát belépő c_1 abszolút sebessége közelítőleg azonos a c_b belépő sebességgel.

Az u_1 kerületi sebesség kiszámítható, mint az r_1 sugár és az ω szögsebesség szorzata:

$$u_1 = r_1\omega \approx \frac{D_b}{2}\left(\frac{2\cdot\pi\cdot n}{60}\right).$$

A belépő $\frac{D_b^2\pi}{4}$ keresztmetszet és a belépő $c_b = \varepsilon\sqrt{2gH}$ sebesség szorzata viszont a Q/η_v elméleti térfogatáramot adja: $\frac{Q}{\eta_v} = \frac{D_b^2\pi}{4}\varepsilon\sqrt{2gH}$.

Innen
$$u_1 = r_1\omega = \frac{D_b}{2}\omega = \sqrt{\frac{Q}{\eta_v\pi\varepsilon\sqrt{2gH}}}\cdot\frac{2\pi\cdot n}{60} = E\frac{Q^{1/2}n}{\varepsilon^{1/2}H^{1/4}},$$

E egy a g-től is függő, dimenzióval bíró együttható. Behelyettesítve mindezeket a sebességekkel felírt Pythagoras tételbe

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 \approx \varepsilon^2\cdot 2gH + E^2\frac{Q\cdot n^2}{\varepsilon\cdot H^{1/2}}.$$

Akkor várható a minimális áramlási veszteség a lapátcsatornában, ha az ε-tól függő relatív sebesség négyzete minimális, azaz, ha ε szerinti parciális deriváltja = 0.

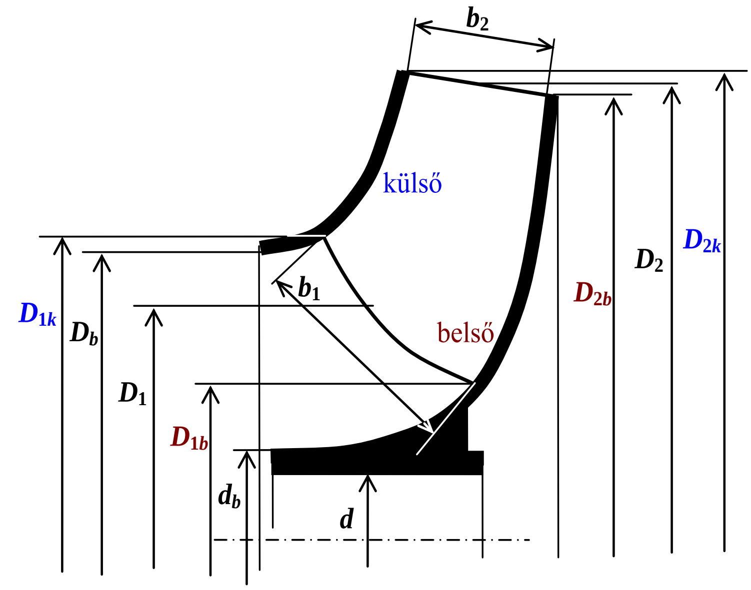
$$\frac{\partial\left(w_1^2\right)}{\partial\varepsilon} = 2\varepsilon\cdot 2gH - E^2\frac{Q\cdot n^2}{\varepsilon^2\cdot H^{1/2}} = 0.$$

Az egyenletet ε^3-re rendezve, majd köbgyököt vonva

$$\varepsilon = \left(\frac{E^2}{4g}\right)^{1/3}\left(\frac{Q\cdot n^2}{H^{3/2}}\right)^{1/3} = k\left(n_q^2\right)^{1/3} = k\cdot n_q^{2/3},$$

Hiszen könnyen felismerhető, hogy az második zárójelben a jellemző fordulatszám négyzete áll, az első zárójelben lévő együttható értékét pedig – hiszen több közelítést alkalmaztunk – mérésekből határozhatjuk meg. Tapasztalat szerint k = 0,021, ha jó hatásfokú járókerék tervezése az egyedüli cél, k = 0,0167 jó szívóképességű járókerék tervezésekor, ha mindkét szempont fontos, akkor jó közelítéssel k = 0,0188.

Miután már ismert a c_b beömlési sebesség, kiadódik a lapátok belépéséhez tartozó körgyűrű alakú keresztmetszet, mint $A_b = Q_e/c_b$. Ebből pedig $D_b = \sqrt{\frac{4\cdot A_b}{\pi} + d_b^2}$.



Radiális, félaxiális járókerék fő geometriai méretei

A fenti ábrán látható geometriai méretek közül már ismert a d tengelyátmérő, a d_b agyátmérő, a D_b belépő járókerék átmérő és a D_2 kilépő középátmérő. A középátmérőt – abban az esetben, ha a lapátok kilépő éle nem párhuzamos a járókerék forgástengelyével – úgy definiáljuk, hogy a kilépő csonkakúp palást körgyűrű alakú vetületét két egyenlő területű gyűrűre ossza: $\frac{\left(D_{2k}^2 - D_2^2\right)\pi}{4} = \frac{\left(D_2^2 - D_{2b}^2\right)\pi}{4}$, innen $D_2 = \sqrt{\frac{D_{2k}^2 + D_{2b}^2}{2}}$.

Tapasztalati összefüggés található az irodalomban a D_2/D_{2k} átmérő viszonyra:

$$\frac{D_2}{D_{2k}} = 1 - 0{,}009\left(2\left[\frac{n_q - 40}{30}\right]^2 + \left[\frac{n_q - 40}{30}\right]\right), \quad \text{ha } n_q \geq 40$$

$$\frac{D_2}{D_{2k}} = 1 \qquad\qquad , \quad \text{ha } n_q < 40$$

Innen pedig a már ismert kilépő középátmérőből $D_{2k} = \frac{D_2}{\left(\frac{D_2}{D_{2k}}\right)}$, illetve a középátmérő fenti definíciójából $D_{2b} = \sqrt{2D_2^2 - D_{2k}^2}$.

A kilépő él belső $\boldsymbol{D_{2b}}$ és külső $\boldsymbol{D_{2k}}$ járókerék oldali átmérőjét tehát kiszámítottuk.

A kilépő él $\boldsymbol{b_2}$ szélességét kontinuitásból határozzuk meg tapasztalati adatokat is felhasználva. A kilépő abszolút sebesség meridián komponense a beömlési sebességhez hasonlóan fejezhető ki a szállítómagassággal, $c_{2m} = k_{2m} \cdot \sqrt{2gH}$ és tapasztalat szerint $k_{2m} = 0{,}06 + 0{,}00195 \cdot n_q$. Ezzel a sebességgel a lapátok szűkítő hatását és a volumetrikus veszteséget figyelembe véve a szükséges kilépő palást keresztmetszet b_2 alkotójának hossza:

$$b_2 = 1{,}05 \cdot \frac{Q}{D_2 \cdot \pi \cdot c_{2m}}.$$

Ellenőrizni kell még, hogy ez a szélességet belesik-e egy tapasztalati úton kijelölt intervallumba, teljesülnie kell, hogy

$$0{,}015 + 0{,}00155\, n_q \le \frac{b_2}{D_{2k}} \le 0{,}045 + 0{,}00267\, n_q \,.$$

Meg kell még határozni a belépő él belső járókerék oldali D_{1b} és külső oldali D_{1k} átmérőjét, a D_1 középátmérőt, végül pedig a kilépő él b_1 szélességét. A gondolatmenet teljesen hasonló az előzőekhez, a szükséges képletek a fentiek sorrendjében:

$$\frac{D_{1b}}{D_{2k}} = 0{,}385 - 0{,}035\left(\frac{n_q - 50}{30}\right)^2, \text{ innen}$$

$$D_{1b} = D_{2k} \cdot \left(\frac{D_{1b}}{D_{2k}}\right).$$

$$\frac{D_{1k}}{D_{2k}} = 0{,}32 + 0{,}22\left(lg^2\left[\frac{n_q}{10}\right] + lg\left[\frac{n_q}{10}\right]\right)$$

$$D_{1k} = D_{2k} \cdot \left(\frac{D_{1k}}{D_{2k}}\right), \quad \text{de feltétlenül } D_{1k} \ge D_b.$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_{1k}^2 + D_{1b}^2}{2}}.$$

$$c_{1m} = k_{1m} \cdot \sqrt{2gH}\quad \text{, ahol } k_{1m} = 0{,}1 + 0{,}002 \cdot n_q$$

És eleget kell tenni az alábbi korlátoknak:

$$1{,}1 \cdot c_b \le c_{1m} \le 1{,}3 \cdot c_b \,.$$

Innen

$$b_1 = 1{,}3 \cdot \frac{Q}{D_1 \cdot \pi \cdot c_{1m}}.$$

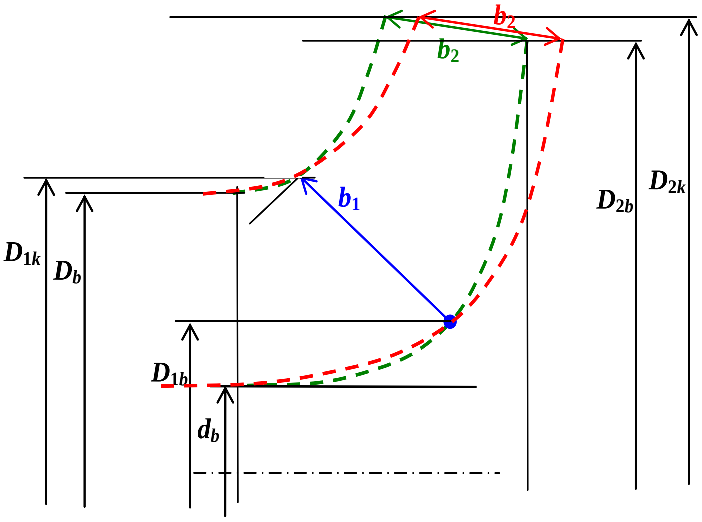
A lapátok z száma ugyancsak fontos geometriai jellemzője a járókeréknek. A sok lapát növeli a lapátfelületeken fellépő súrlódási veszteséget, a túl kevés lapát viszont nem tereli el kellőképpen kerületi irányba a kilépő abszolút sebességet, ami az Euler turbinaegyenlet szerint nem kellő szállítómagasságot eredményez. Van tehát egy optimális lapátszám.

Ennek szokásos becslései:

$z = \dfrac{22{,}2}{n_q^{0{,}347}}$, egész számra kerekítve, avagy

$z = \dfrac{\beta_2}{3}$, itt β_2 a relatív áramvonal kerülettel bezárt, °-ban mért szöge: $\beta_2 = arctg\left(\dfrac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}}\right)$.

A járókerék meridián metszetének alakja még nem rajzolható meg, hiszen néhány pontot ismerünk csupán a meridián metszet síkjában, de az ezeket összekötő kontúrgörbéket nem. A kilépő él meridián metszetbeli képe egyenes, A belépő él általában ívelt, keskeny kerekek esetén lehet az is egyenes.



A fő átmérők felrajzolása után egy ● pontot kijelölünk a $\boldsymbol{D_{1b}}$ átmérőn, onnan elmetsszük a $\boldsymbol{D_{1k}}$ átmérőjű vonalat a $\boldsymbol{b_1}$ sugárral, ami a belépő él húrjának a hossza. Ugyanígy a $\boldsymbol{b_2}$ sugárral elmetsszük a $\boldsymbol{D_{2b}}$, $\boldsymbol{D_{2k}}$ átmérőpárt. E két végpontból a rögzített $\boldsymbol{b_1}$ húr végpontjain áthaladó és a $\boldsymbol{D_b}$, illetve $\boldsymbol{d_b}$ átmérőre rajzolt egyeneseket érintő meridián kontúrpárt rajzolunk. Így kapjuk a **piros szaggatott vonalakat**. Nagyon „hátradől" így a járókerék, ezért balra toljuk a $\boldsymbol{b_2}$ szakaszt, és újra rajzolunk egy meridián kontúrpárt, ezek a **zöld szaggatott vonalak**. Ezek már megfelelőnek tűnnek. Elkészült a meridián metszet áramlástanilag lényeges része, megkezdődhet a részletes szerkesztés, majd a numerikus áramlástani (CFD) szoftverekkel az ellenőrzés, nem válik-e le az áramlás a névleges térfogatáramnál?