

SZIVATTYÚK

(Ha a feladatoknál nincs külön megjelölve a légköri nyomást mindenkor 1 bar-nak lehet venni)

I. feladat

Határozzuk meg annak a szivattyúnak a statikus szállítómagasságát, mely 5 m-es hozzáfolyással üzemel, a nyomócső legmagasabb pontja a szivattyú középvonala felett 12 m-el van és a szivattyú egy nyitott tároló tartályból egy 2 bar túlnyomású zárt tartályba szállítja a vizet!

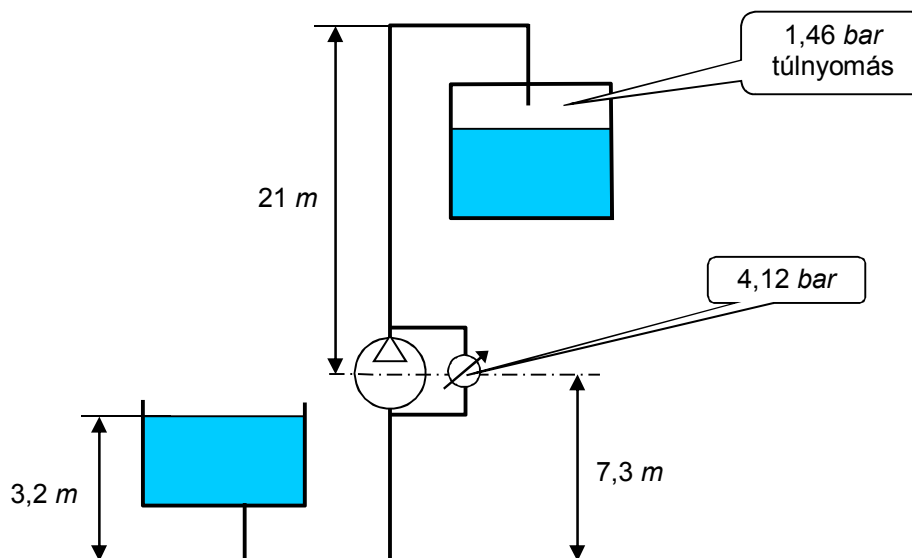
Megoldás

A hozzáfolyás azt jelenti, hogy a szivattyú középvonala a szívótartály vízszintje alatt található, azaz a szívómagasság negatív.

A statikus szállítómagasság:

$$H_{st} = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = H_{sz} + H_{ny} + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} = -5 + 12 + \frac{(3-1) \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 27 \text{ (m)}$$

II. feladat



Az ábrán látható elrendezésű szivattyú-berendezés 2900 liter vizet szállít percenként. Határozza meg a szivattyú teljesítményfelvételét arra az esetre, ha a szállított víz mennyisége 35%-al megnő! Tételezze fel, hogy a szivattyú összhatásfoka mindkét üzemiállapotban 65%.

Megoldás

A statikus szállítómagasság:

$$H_{st} = H_{sz} + H_{ny} + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = (7,3 - 3,2) + 21 + \frac{(2,46 - 1) \cdot 10^5}{\rho \cdot g} = 39,7 \text{ (m)}$$

Ez az érték akkor is ugyanennyi, amikor a térfogatáram 35%-al megnő. A veszteségmagasság azonban változni fog, mégpedig a térfogatáram növekedésének négyzetével arányosan. Ki kell tehát számítani a veszteségmagasságot a közölt 2900 liter/min térfogatáramra!

A szivattyú nyomó- és szívócsonkja között mért nyomáskülönbség nem más, mint a szállítomagasság. A szállítomagasság meghatározásához ki kell számítani a veszteségmagasságot. Ennek a 2900 liter/min térfogatáramra érvényes értéke a közölt adatokból kiszámítható, hiszen :

$$h'_{2900} = H - H_{st} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} - H_{st} = \frac{4,12 \cdot 10^5}{\rho \cdot g} - 39,7 \approx 1,5 \text{ (m)}$$

Ebből a csővezeték állandója:

$$B = \frac{h'_{2900}}{\dot{V}^2} = \frac{1,5}{2900^2} \approx 1,78 \cdot 10^{-7} \left(\frac{\text{m}}{\left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right)^2} \right)$$

A veszteségmagasság a megnövelt térfogatáram esetén:

$$h'_{3915} = B \cdot \dot{V}^2 = 1,78 \cdot 10^{-7} \cdot 3915^2 \approx 2,73 \text{ (m)}$$

Így a szállítomagasság:

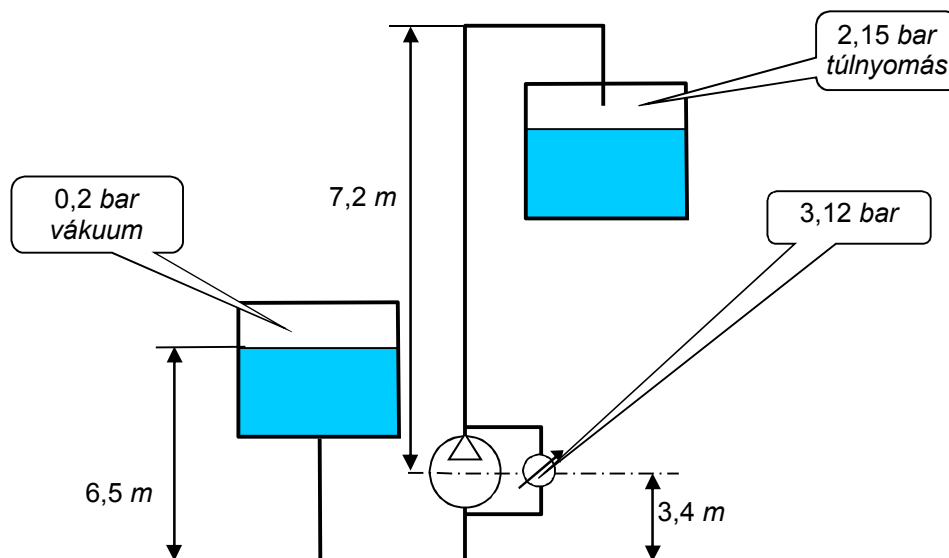
$$H = H_{st} + h'_{3915} = 39,7 + 2,73 = 42,43 \text{ (m)}$$

A teljesítményszükséglet pedig:

$$P = \frac{H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g}{\eta} = \frac{42,43 \cdot 3915 \cdot 10^3 \cdot g}{1000 \cdot 60 \cdot 0,65} \approx 42600 \text{ (W)}$$

III. feladat

Az alábbi ábra alapján határozza meg a statikus szállítomagasságot, a veszteségmagasságot és a szivattyú hajtásához szükséges teljesítményt. A térfogatáram 7,3 liter másodpercenként. A szivattyú összhatásfoka 58%.



Megoldás

A szivattyú ezúttal hozzáfolyással üzemel:

$$H_{st} = H_{sz} + H_{ny} + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = (3,4 - 6,5) + 7,2 + \frac{(3,15 - 0,8) \cdot 10^5}{10^3 \cdot g} \approx 27,6 \text{ (m)}$$

A veszteségmagasság:

$$h' = H - H_{st} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} - H_{st} = 31,2 - 27,6 = 3,6 \text{ (m)}$$

A teljesítményszükséglet:

$$P = \frac{H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g}{\eta} = \frac{31,2 \cdot 7,3 \cdot 10^3 \cdot g}{1000 \cdot 0,58} \approx 3927 \text{ (W)}$$

IV. feladat

Mekkora a teljesítményszükséglete annak a szivattyúnak, mely 2,2 m-es szívómagassággal, 26 m-es nyomómagassággal és 16 bar nyomáskülönbség ellenében dolgozik? Vegye figyelembe, hogy a szivattyú 350 l/min térfogatáramot produkál, hatásfoka pedig kb. 57%. A csővezetéki jelleggörbe menetére az jellemző, hogy 100 l/min térfogatáram esetén 4 m a veszteségmagasság.

Megoldás

A szivattyú terhelését meghatározó szállítómagasság: $H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + h'$

Ezen belül:

$$\Delta z = H_{szívó} + H_{nyomó} = 2,2 + 26 = 28,2 \text{ (m)}$$

$$\frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{16 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 160 \text{ (m)}$$

A veszteségmagasság változását egy másodfokú függvény írja le. Tudva, hogy 100 l/min-nél 4 m, a

csővezetéki jelleggörbe egyenletének állandója: $B = \frac{h'}{\dot{V}^2} = \frac{4}{100^2} = 4 \cdot 10^{-4} \left[\frac{\text{m}}{\left(\frac{\text{liter}}{\text{perc}}\right)^2} \right]$

Ezzel a megadott térfogatáramnál a veszteségmagasság: $h' = B \cdot \dot{V}^2 = 4 \cdot 10^{-4} \cdot 350^2 = 49 \text{ (m)}$.

A szállítómagasság tehát: $H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + h' = 28,2 + \frac{16 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} + 49 = 237,2 \text{ (m)}$

A szivattyú teljesítményszükséglete:

$$P = \frac{H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g}{\eta_{szivattyú}} = \frac{237,2 \cdot \frac{350}{1000 \cdot 60} \cdot 10^3 \cdot 10}{0,57} = 24275 \text{ (W)} \approx 24,3 \text{ (kW)}$$

V. feladat

Egy szivattyú két nyitott tartály között szállít folyadékot. A szívómagasság 225 cm, a nyomómagasság 13,6 m. A szivattyú szívócsonkjára kötött manométer 284 mbar vákuumot a nyomócsokra kötött manométer pedig 1846 mbar túlnyomást jelez. A szivattyú-villamosmotor egység hatásfoka 63%, a hálózatról felvett teljesítmény 237,2 W és a folyadék sűrűsége 0,935 kg/l. Határozza meg a csővezeték állandójának értékét Pa/(l/perc)² mértékegységben!

Megoldás

A statikus szállítómagasság könnyen meghatározható:

$$H_{st} = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = 2,25 + 13,6 = 15,85 \text{ (m)}$$

A szállítómagasság a két nyomásmérő által jelzett értékek különbsége:

$$H = \frac{p_{ny} - p_{sz}}{\rho \cdot g} = \frac{2,846 - 0,716}{935 \cdot 10} \cdot 10^5 = 22,78 \text{ (m)}$$

A veszteségmagasság nyilván e két érték különbsége tehát 6,93 m.

A csővezeteki állandó meghatározásához tudnunk kell, hogy ez az érték mekkora térfogatáramhoz tartozik, azaz mekkora szivattyú folyadékcszállítása? Ezt a hálózathoz felvett teljesítményből kiindulva határozhatjuk meg:

$$\dot{V} = \frac{P \cdot \eta_{szivattyú}}{H \cdot \rho \cdot g} = \frac{237,2 \cdot 0,63}{22,78 \cdot 935 \cdot 10} = 0,0007016 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \approx 42,1 \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right)$$

Így a csővezeteki állandó a kért mértékegységben:

$$B = \frac{h'}{\dot{V}^2} = \frac{6,93}{42,1^2} = 0,00391 \left[\frac{\text{m}}{(\text{liter / perc})^2} \right] = 36,56 \left[\frac{\text{Pa}}{(\text{liter/perc})^2} \right]$$

VI. feladat

Határozzuk meg egy tehergépkocsi dugattyús rendszerű (egy hengeres és egyszeres működésű) adagolószivattyújának és fogaskerék hűtővíz keringető szivattyújának fő geometriai méreteit a következő adatok alapján:

- a motor hengereinek száma: 4
- az effektív teljesítmény: $P_e = 80 \text{ kW}$ ($n = 2200 \text{ f/min}$)
- a fajlagos üzemanyag-fogyasztás: 275 g/kWh ($n = 2200 \text{ f/min}$)
- az üzemanyag fűtőértéke: $H_i = 42 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$
- az egyhengeres egyszeres működésűnek feltételezett adagolószivattyú fordulatszáma:

$$n_{sz} = \frac{z_{mh}}{2 \cdot z_{szh}} \cdot n_m = \frac{4}{2 \cdot 1} \cdot n_m = 2 \cdot n_m$$

- adagolószivattyú löket/furat aránya: 1,2
- a hűtőnél a hűtővíz hőmérséklet változását $20 \text{ }^\circ\text{C}$ -ra becsülhető
- a motornál számba veendő hűtési teljesítménye: $P_h = Q_h = 1/3 P_{öss}$ (becslés)
- a gázolaj sűrűsége: $0,85 \text{ kg/dm}^3$
- a hűtővízszivattyú két külső, egyenes fogazású hengeres fogaskerékkel készül, ahol a fogaskerekek
 - modulja: 10 mm
 - fogszélessége 20 mm
- a hajtó kerék fordulatszáma megegyezik a mindenkor motor fordulatszámmal,
- a volumetrikus hatásfok becsült értéke 80%.

Megoldás

Adagolószivattyú méretezése:

Először meg kell határozni, hogy az adagolószivattyúnak mennyi üzemanyagot kell szállítani. Ezt az üzemanyag fogyasztás alapján lehet elvégezni.

$$\text{A motor üzemanyag-fogyasztása: } \dot{m} = b \cdot P_e = 275 \cdot 80 = 22000 \left(\frac{\text{g}}{\text{h}} \right) = 6,11 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

Az adagolószivattyú által szállítandó névleges térfogatáram:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{6,11 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 7,188 \cdot 10^{-3} \left(\frac{dm^3}{s} \right)$$

Az adagolószivattyú hengerátmérőjének és lökethosszának felvett arányával kiszámítható először pl. a hengerátmérő:

$$\dot{V} = V_{lf} \cdot \frac{n_{sz}}{60} \cdot \eta_{vol} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s \cdot \frac{2 \cdot n_m}{60} \cdot \eta_{vol} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 1,2 \cdot d \cdot 2 \cdot \frac{n_m}{60} \cdot 0,8 = 0,48 \cdot \frac{d^3 \pi}{60} \cdot n_m, \text{ ahonnan}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot \dot{V}}{0,48 \cdot \pi \cdot n_m}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 7,188 \cdot 10^{-3}}{0,48 \cdot \pi \cdot 2200}} = \sqrt[3]{0,13 \cdot 10^{-3}} = 0,05069 \text{ (dm)} = 5,07 \text{ (mm)}$$

Végül az adagolószivattyú lökethossza 6,084 mm.

A hűtővízszivattyú méretezése: (szállítóteljesítménye)

A hűtési teljesítmény (elvezetendő hőmennyiség):

$$\dot{Q}_h = \frac{1}{3} \cdot \dot{m} \cdot H_i = \frac{1}{3} \cdot 6,11 \cdot 10^{-3} \cdot 42 \cdot 10^3 = 85,54 \left(\frac{kJ}{s} \right)$$

A hűtővízszivattyú a 20 °C-os hőmérséklet-különbséggel számított vízmennyiséget kell szállítsa:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_h}{\Delta t \cdot c_{viz}} = \frac{85,54}{20 \cdot 4,189} = 1,021 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Figyelembe véve, hogy a víz sűrűsége 1000 kg/m³, a hűtővíz térfogatárama kb. 1,021 l/s.

A hűtővíz térfogatárama és a jellemző geometriai méretek közötti közelítő összefüggés:

$$\dot{V}_v = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot z^2 \cdot m^3 \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = d_o \cdot \pi \cdot 2 \cdot m \cdot b \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v,$$

ahol az egyszerű egyenes fogazású fogaskerek geometriai törvényei szerint a *k.z.m* szorzat a fogszélesség (*b*), a *z.m* szorzat pedig az osztókör átmérője (*d_o*). Így az összefüggésben egyetlen ismeretlen marad, mégpedig az osztókör átmérője, amiből pedig kiszámítható a fogaskerék-szivattyú befoglaló méreteit meghatározó fejkörök átmérője.

Az osztókör átmérő:

$$d_o = \frac{\dot{V}_v \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot b \cdot m \cdot n \cdot \eta_v} = \frac{1,021 \cdot 10^6 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 10 \cdot 2200 \cdot 0,8} = 27,7 \text{ (mm)}$$

A fejkör átmérő pedig:

$$d_f = d_o + 2 \cdot m = 27,7 + 2 \cdot 10 = 47,7 \text{ (mm)}$$

a fogak száma pedig:

$$z = \frac{d_o}{m} = \frac{27,7}{10} = 2,77 \approx 3$$

VII. feladat

Méretezzük egy dízelmotor egy hengeres, egyszeres működésű dugattyús adagolószivattyúját a következő adatok alapján:

- a motor hengereinek száma: 6
- az effektív teljesítmény: $P_e = 195 \text{ LE}$

Szivattyúk és ventilátorok - feladatok

- az ehhez tartozó fordulatszám: 2000 f/min
- a fajlagos üzemanyag-fogyasztás: 234 g/kWh
- az üzemanyag sűrűsége: $0,85 \text{ kg/dm}^3$
- az adagolószivattyú fordulatszáma a motor fordulatszámának a háromszorosa,
- az adagolószivattyú löket/furat aránya $0,8$,
- a volumetrikus hatásfok becült értéke 85% .

Megoldás

$$\text{A motor üzemanyag-fogyasztása: } \dot{m} = b \cdot P_e = 234 \cdot 195 \cdot \frac{75 \cdot 9,81}{1000} = 33572 \left(\frac{\text{g}}{\text{h}} \right) = 9,326 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Az adagolószivattyú által szállítandó térfogatáram: } \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{9,326 \cdot 10^{-3}}{0,85} = 1,097 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{dm}^3}{\text{s}} \right)$$

A kiszámított névleges folyadékcsatlakozás ismeretében:

$$\dot{V} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s \cdot \frac{n_{sz}}{60} \cdot \eta_v = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 0,8 \cdot d \cdot 3 \cdot \frac{n_m}{60} \cdot 0,85 = 0,51 \cdot \frac{d^3 \pi}{60} \cdot n_m, \text{ ahonnan}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot \dot{V}}{0,51 \cdot \pi \cdot n_m}} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1,097 \cdot 10^{-2}}{0,51 \cdot \pi \cdot 2000}} = \sqrt[3]{0,2055 \cdot 10^{-3}} = 0,059 \text{ (dm)} = 5,9 \text{ (mm)}$$

Végül az adagolószivattyú lökethossza $4,72 \text{ mm}$.

VIII. feladat

Válasszuk ki a következő adatokkal jellemzett, négy hengeres dugattyús szivattyúhoz beépítendő aszinkronmotort!

Adatok:

- dugattyúátmérők: 100 mm ,
- löket: 80 mm
- szivattyúhatásfok: 80%
- statikus szállító magasság: 20 m
- a csővezeték hossza: 100 m
- a csővezeték átmérője: 100 mm
- a fordulatszám: 180 f/min
- a szállított víz kinematikai viszkozitása: $1,36 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

A csővezeték tekintse hidraulikailag simának!

Megoldás

A szállítóteljesítmény:

$$\dot{V} = V_m \cdot \frac{n}{60} = 4 \cdot \frac{d_h^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \cdot \frac{n}{60} = 4 \cdot \frac{0,1^2 \cdot \pi \cdot 0,08}{4} \cdot \frac{180}{60} = 0,00754 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

Az áramlás névleges sebessége a csővezetékben:

$$c = \frac{\dot{V}}{A_{cső}} = \frac{0,00754}{\frac{0,1^2 \cdot \pi}{4}} = 0,96 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

A csővezeték veszteségmagasságának kiszámításához ismernünk kell a csősúrlódási tényezőt, ami a Reynolds-szám függvényben határozható meg:

$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu} = \frac{0,96 \cdot 0,1}{1,3 \cdot 10^{-6}} = 7,0588 \cdot 10^4 \text{ az áramlás turbulens!}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{(7,0588 \cdot 10^4)^{0,25}} = 0,0194$$

$$h' = \left(\lambda \cdot \frac{1,4 \cdot l}{d_{cső}} + 1 \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = \left(0,0194 \cdot \frac{1,4 \cdot 100}{0,1} + 1 \right) \cdot \frac{0,96^2}{2 \cdot g} \approx 1,3 (m)$$

Megjegyzés: a gyakorlatban, ha nem áll rendelkezésre adat a csővezetékbe beépített szerelvényekről és csőívekről, akkor az egyenes csőhosszat kb. 40%-al szokták megnövelni ezek ellenállásának közelítő figyelembe vétele céljából. Ezt alkalmaztuk mi is a fenti számítás során.

Szivattyú szállítómagassága:

$$H = H_{st} + h' = 20 + 1,3 \approx 21,3 (m)$$

A szivattyú hajtásához szükséges átlagos teljesítmény:

$$P_{sz} = \frac{H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{21,3 \cdot 0,00754 \cdot 10^3 \cdot 10}{0,8_{sz}} \approx 2007 (W)$$

A kiválasztásra kerülő villamos motor teljesítménye ennél legyen nagyobb, hogy a tervezett üzemi teljesítmény lehetőleg a legjobb hatásfokú ponthoz közel legyen, Ez, a tapasztalatok szerint, a villamos motorok esetében a teljes terhelés $\frac{3}{4}$ -ének közelében van többnyire.

Tehát a villamosmotor névleges teljesítménye:

$$P_{mot} = \frac{4}{3} \cdot P_{sz} = \frac{4}{3} \cdot 2007 = 2676 (W)$$

Az aszinkron motorok szokásos fordulatszámai közül több lehetséges is van. Ezek közül a megfelelő az lehet, melynek a nyomatéka elégséges a hajtáshoz.

Tekintettel a hengerek számára, a csővezetékben nagy mértékben egyenletes az áramlási sebesség és így a dugattyúra átadódó erő kiszámításánál a folyadékoszlop gyorsítását figyelmen kívül lehet hagyni. A dugattyút terhelő erő maximális értékére a szállítómagasságból következtethetünk, mivel más adat nem áll rendelkezésre:

$$F_d = \Delta p \cdot A = H \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} = 21,3 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot \frac{0,1^2 \cdot \pi}{4} \approx 1673 (N)$$

A szivattyú tengelyén a maximálisan szükséges nyomaték:

$$M_{sz} = F_d \cdot \frac{s}{2} = 1673 \cdot \frac{0,08}{2} = 66,92 (mN)$$

A villamosmotor és a szivattyú tengelye között mindenképpen szükség van egy hajtóműre, melynek áttétele a villamosmotor fordulatszámától függ az alábbi táblázat szerint:

motor fordulatszám	2880	1440	720
szivattyú fordulatszám	180	180	180
áttétel	16	8	4

Tekintettel arra, hogy a kisebb módosítású hajtómű minden bizonnyal olcsóbb, válasszuk a 720-as fordulatszámot. Ezzel a motor nyomatéka:

$$M_{mot} = \frac{P_{sz}}{\omega_{mot}} = \frac{2007}{\frac{720}{9,55}} = 26,62 (mN)$$

Figyelemmel a hajtómű 4-es áttételére, annak kihajtó, a szivattyút működtető tengelyén a nyomaték a kiszámítottaknál a négyszerese lesz (lassító áttétel esetén a nyomaték nő!), tehát kb. 106 mN, ami biztonsággal elégséges a szivattyú hajtásához, hiszen a szükséges értéknek kb. 159 %-a.

A szükséges motor tehát 720 f/min fordulatszámú és kb. 2,7 kW teljesítményű legyen.

IX. feladat

Válasszuk ki a megfelelő aszinkronmotort és a megfelelő áttételű hajtóművet a következő adatokkal jellemzett dugattyús – kazán – tápszivattyúhoz:

- kazán teljesítménye: 18 t/h
- üzemi nyomása: 8 bar
- szivattyú hengerátmérője: 100 mm
- lökethossza: 150 mm
- csővezetékek teljes hossza: 20 m
- a csővezeték átmérője: 50 mm
- a szivattyú volumetrikus hatásfoka: 90%
- a szivattyú mechanikai hatásfoka: 75%
- az aszinkronmotor becsült szlipje: 0,04

Megoldás

Tápszivattyú szükséges szállítóteljesítménye:

$$\dot{V}_{sz} = \frac{\dot{m}_{sz}}{\rho} = \frac{18000}{3600 \cdot 10^3} = 0,005 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Szivattyú elméleti szállító teljesítménye:

$$\dot{V}_{esz} = \frac{\dot{V}_{sz}}{\eta_v} = 0,00556 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

A szivattyú szükséges fordulatszáma:

$$n = \frac{\dot{V}_{esz} \cdot 60}{\frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} \cdot s} = \frac{5,56 \cdot 10^{-3} \cdot 60}{\frac{0,1^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,15} = 283,3 \left(\frac{f}{min} \right)$$

Figyelemmel a meghajtó motor szlipjére a motor névleges pl. percnkénti 750-es fordulatszáma helyett csak ennek 96%-ával számolhatunk, azaz $n \cdot (1 - s) = 750 \cdot (1 - 0,04) = 720$ lesz a percnkénti fordulatszáma.

Így a szivattyú hajtásához a hajtómű szükséges áttétele kb. 2,54 kell legyen.

A csővezetékekben az áramlás sebessége:

$$c = \frac{\dot{V}}{A_{cső}} = \frac{0,005}{\frac{0,05^2 \cdot \pi}{4}} = 2,55 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Csővezeték veszteségmagassága:

$$h' = \left(\lambda \cdot \frac{1,4 \cdot l}{d_{cső}} + 1 \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = \left(0,02 \cdot \frac{1,4 \cdot 20}{0,05} + 1 \right) \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot g} \approx 3,97 (m)$$

Tekintettel arra, hogy az adatok között nem volt konkrét utalás a közeg kinematikai viszkozitására a Dupuit-féle állandót használtuk a csősúrlódási tényezőre.

A statikus szállító magasság:

$$H_{st} = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = 0 + \frac{8 \cdot 10^5}{10^3 \cdot 10} = 80 \text{ (m)}$$

A szállító magasság pedig:

$$H = H_{st} + h' = 80 + 3,97 \approx 84 \text{ (m)}$$

Szivattyú szükséges átlagos teljesítménye:

$$P_{sz} = \frac{\dot{V}_{sz} \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{0,005 \cdot 84 \cdot 10^3 \cdot 10}{0,9 \cdot 0,75} \approx 6222 \text{ (W)}$$

Az ehhez szükséges motor hasznos teljesítménye:

$$P_{mot} = \frac{4}{3} \cdot P_{sz} = \frac{4}{3} \cdot 6,222 \approx 8,3 \text{ (kW)}$$

A motor nyomatéka:

$$M_{mot} = \frac{P_{sz}}{\omega_{mot}} = \frac{6222}{\frac{720}{9,55}} = 82,5 \text{ (mN)}$$

ami a szivattyú tengelyén az áttétellel 209,6 mN átlagos nyomatékot eredményez.

Ha feltételezzük, hogy a folyadékoszlop gyorsítása nem terheli a szivattyút (pl. légüstöt alkalmazunk), akkor a szükséges nyomaték maximuma

$$F_d = H \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} = 84 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot \frac{0,1^2 \cdot \pi}{4} \approx 6597 \text{ (N)}$$

A szivattyú tengelyén a szükséges nyomaték maximuma:

$$M_{sz} = F_d \cdot \frac{s}{2} = 6597 \cdot \frac{0,15}{2} \approx 495 \text{ (mN)}$$

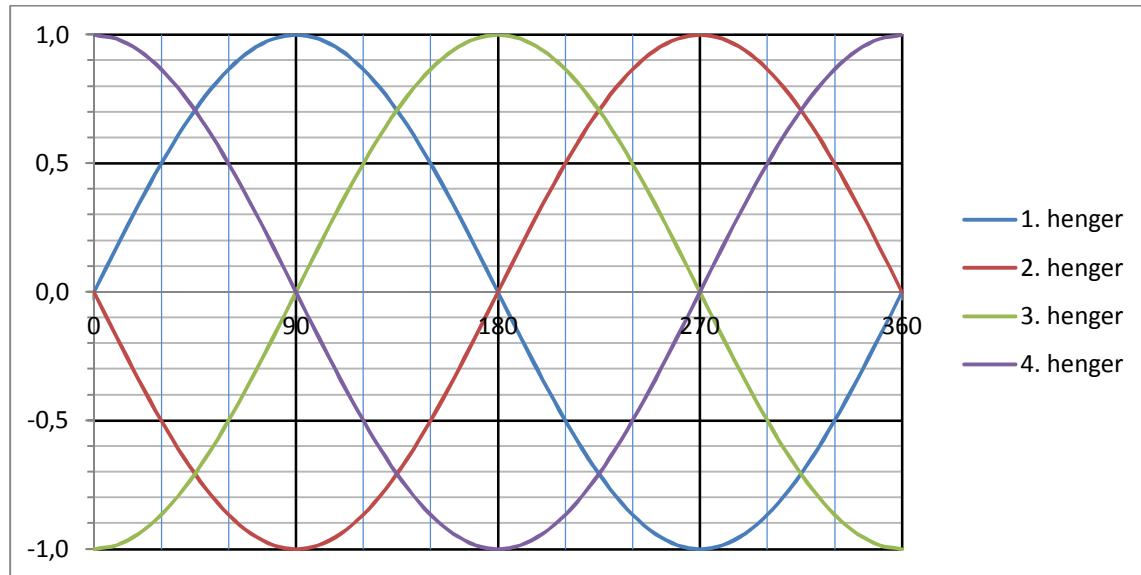
Ez lényegesen nagyobb a motorhoz kapcsolt hajtómű kimeneti tengelyén rendelkezésre álló nyomatéknál, tehát egyhengeres, egyszeres működésű szivattyúval a feladat nem oldható meg, ill. lényegesen nagyobb teljesítményű villamos motorra lenne szükség, ami nyilván nem gazdaságos.

Megoldás lehet, ha két kétszeres működésű hengert képzelünk el. Ebben az esetben egy henger helyett valójában 4-et alkalmazunk, azaz megosztjuk a teljes, szükséges lökettérfogatot az alábbiak szerint:

$$\frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} \cdot s = \frac{d'_h{}^2 \cdot \pi}{4} \cdot 4 \cdot s, \text{ ahonnan az új hengerátmérő: } d'_h = \sqrt{\frac{d_h^2}{4}} = \frac{d_h}{2} = 50 \text{ (mm)}$$

Ezzel pedig a dugattyúerő a korábbi ¼-e, azaz 1649 N, a nyomaték maximuma pedig 123,7 mN. Ez nem múlja felül a hajtómű kimenő tengelyén a szivattyú hajtásához szükséges 209,6 mN nyomatékot.

Mellesleg ebben az esetben nem szükséges légüstben sem gondolkodni, mert ha a két kétszeres működésű hengert egymáshoz képest 90°-kal elékeljük, akkor nagymértékben csökkenthető a csővezetékben a sebesség ingadozása (lásd az alábbi ábrát!).



Ha mégis a nagyobb teljesítményű motor mellett döntünk, akkor annak hasznos teljesítménye maximális értéken

$$P'_{mot} = \frac{M_{sz}}{i} \cdot \frac{720}{9,55} = \frac{495}{2,54} \cdot \frac{720}{9,55} \approx 14,69 \text{ (kW)}$$

Mivel ez a motor normál körülmények között átlagosan a 6,22 kW hasznos teljesítményt adja le, így terhelési tényezőjének névleges értéke $x = \frac{6,22}{14,69} = 0,4234$, azaz 42,34%. Ha feltesszük, hogy ez a

motor is a kb. 75%-os terhelésnél a legjobb hatásfokú és ez a hatásfok kb. 80%, akkor kiszámíthatjuk, hogy milyen hatásfokkal fog működni egyenletes üzemben. A legjobb hatásfokhoz tartozó terhelés és hatásfok egyenletéből

$$P'_{mot} \cdot x \cdot \left(\frac{1}{\eta_{max}} - 1 \right) = 2 \cdot P_{vo},$$

$$P_{vo} = \frac{14,69 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{1}{0,8} - 1 \right)}{2} = 1,377 \text{ kW}, \text{ ami persze egyenlő } P_{vx1}\text{-el.}$$

Ezekkel pedig a nagyobb motor hatásfoka az egyenletes üzemben

$$\eta_{42,34} = \frac{P'_{mot} \cdot x}{P'_{mot} \cdot x + P_{vo} + x^2 \cdot P_{vx1}} = \frac{14,69 \cdot 0,4234}{14,69 \cdot 0,4234 + 1,377 + 0,4234^2 \cdot 1,377} = 0,793$$

tehát a feltételezett 85% helyett 79,3% lesz a hatásfok.

X. feladat

A következő adatokkal jellemzett dugattyús szivattyúhoz határozzuk meg a meghajtó aszinkronmotor teljesítményét és a hajtómű áttételi arányszámát!

- hengerátmérő: 80 mm
- löket: 60 mm
- csővezeték hossza: 94 m
- csővezeték átmérője: 50 mm
- szivattyú fordulatszáma: 180 f/min
- statikus szállítómagasság: 12 m
- csósúrlódási tényező: 0,02

Szivattyúk és ventilátorok - feladatok

- volumetrikus hatásfok: 98%
- mechanikai hatásfok: 80%

Megoldás

Átlagos vízszállítás:

$$\dot{V} = V_h \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = \frac{0,08^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,06 \cdot \frac{180}{60} \cdot 0,98 = 8,862 \cdot 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Áramlási sebesség a csőben:

$$c = \frac{\dot{V}}{A_{cső}} = \frac{8,862 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{0,05^2 \cdot \pi} = 0,4516 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Csővezeték veszteségmagassága:

$$h' = \left(\lambda \cdot \frac{1,4 \cdot l}{d_{cső}} + 1 \right) \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g} = \left(0,02 \cdot \frac{1,4 \cdot 94}{0,05} + 1 \right) \cdot \frac{0,4516^2}{2 \cdot g} \approx 0,547 (m)$$

Szivattyút terhelő szállító magasság:

$$H = H_{st} + h' = 12 + 0,547 \approx 12,547 (m)$$

Szivattyú átlagos teljesítménye:

$$P_{sz} = \frac{\dot{V}_{sz} \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{8,862 \cdot 10^{-4} \cdot 12,547 \cdot 10^3 \cdot 10}{0,98 \cdot 0,8} \approx 141,8 (W)$$

Ha feltételezzük, hogy a folyadékoszlop gyorsítása nem terheli a szivattyút (pl. légüstöt alkalmazunk), akkor a holtpontban minimálisan szükséges nyomaték

$$F_d = H \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} = 12,547 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot \frac{0,08^2 \cdot \pi}{4} \approx 630,4 (N)$$

$$M_{sz} = F_d \cdot \frac{s}{2} = 630,4 \cdot \frac{0,06}{2} \approx 18,9 (mN)$$

A szükséges áttétel, ha a 720 f/min fordulatszámú motort választjuk, $720/180=4$ lesz, azaz a villamos motor tengelyén legalább $18,9/4=4,725 mN$ nyomaték szükséges a holtpontokban. A motor teljesítménye tehát minimálisan

$$P_{mot} = \frac{M_{sz}}{i} \cdot \omega = \frac{18,9}{4} \cdot \frac{720}{9,55} = 356,2 (W)$$

Ez azt jelenti, hogy az előbb kiszámítottnál nagyobb teljesítményű motorra van szükségünk, melynek névleges teljesítménye a szokásos módon számítva

$$P'_{mot} = \frac{4}{3} \cdot P_{mot} = \frac{4}{3} \cdot 356,2 = 474,9 (W)$$

Kellemetlen, de elkerülhetetlennek látszik, hogy ha ragaszkodunk az egyhengeres egyszeres működési módhoz, akkor a villamos motor átlagos terhelése nem a legkedvezőbb kb. 75%-os terhelésnél lesz, hanem

$$x = \frac{P_{sz}}{P'_{mot}} = \frac{141,8}{474,9} = 0,299$$

azaz 29,9 % terhelésnél.

Az alábbiakban kimutatjuk, hogy becslés alapján ez mit eredményez a hatásfok vonatkozásában.

Ha továbbra is elfogadjuk azt a feltevést, hogy a villamosmotor legjobb hatásfokú pontja 75%-os terhelésnél van, és ezt megtoldjuk azzal a feltételezéssel, hogy a hatásfoka ekkor 85%-os, akkor felírhatjuk az alábbi egyenletet:

$$\frac{P'_{mot} \cdot 0,75}{0,85} - P'_{mot} \cdot 0,75 = 2 \cdot P_{vo} = P_{vx1} \cdot 0,75^2$$

Ebből az a egyenletből meghatározhatjuk a választott motor feltételezett üresjárású veszteségét valamint a teljes terhelésnél fellépő változó veszteségét. Ezek pedig

$$P_{vo} = 31,43 \text{ W}$$

$$P_{vx1} = 111,75 \text{ W}$$

A motor 31,2%-os terhelésénél a várható hatásfok:

$$\eta_{31,2\%} = \frac{P'_{mot} \cdot 0,299}{P'_{mot} \cdot 0,299 + P_{vo} + P_{vx1} \cdot 0,299^2} = \frac{474,9 \cdot 0,299}{474,9 \cdot 0,299 + 31,43 + 111,75 \cdot 0,299^2} = 0,775$$

Tehát a motor hatásfoka várhatóan 77,5 % lesz, ami a korábban feltételezett 85%, hoz képest annak mintegy 91%-a. Ez röviden annyit jelent, hogy kb. 9 %-kal lesz nagyobb az energiafogyasztás, mint a névleges, egyenletes terhelés alapján számított érték.

XI. feladat

Egy volumetrikus szivattyú névleges folyadékszállítása percenként 412 liter. Egy adott üzemállapotban a folyadékszállítás 385 liter percenként, a teljesítményfelvétel 1623 W, a becsült hatásfok 58 %. A statikus szállító magasság 8,23 m. A szivattyú térfogatáramát egy megkerülő ág megnyitásával 306 liter/perc-re csökkentjük. Határozza meg a veszteségteljesítményt és az óránként jelentkező többlet költséget, ha a villamos energia egységköltsége 28,5 Ft/kWh. A szállított folyadék sűrűsége 0,966 kg/l. A szivattyú jelleggörbéje egyenlővel közelíthető és a hatásfokot állandónak lehet venni.

Megoldás

A szabályozás előtt a szállító magasság

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot \dot{V}} \cdot \eta_{sz} = \frac{1623 \cdot 60 \cdot 1000}{966 \cdot 10 \cdot 385} \cdot 0,58 = 15,19 \text{ (m)}$$

A névleges folyadékszállítás a zérus szállítómagasság esetén mutatkozik, azaz az egyenlővel közelíthető jelleggörbe két pontja ismert. A jelleggörbe egyenlete a következő egyenletrendszerből határozható meg

$$0 = m \cdot 412 + B$$

$$15,19 = m \cdot 385 + B$$

$$\text{A keresett két állandó: } m = \frac{15,19}{385 - 412} = -0,563 \left(\frac{\text{m}}{\left(\frac{\text{l}}{\text{min}}\right)} \right), \text{ ill. } B = 231,96 \text{ m.}$$

A szivattyú közelítő jelleggörbéjének egyenlete

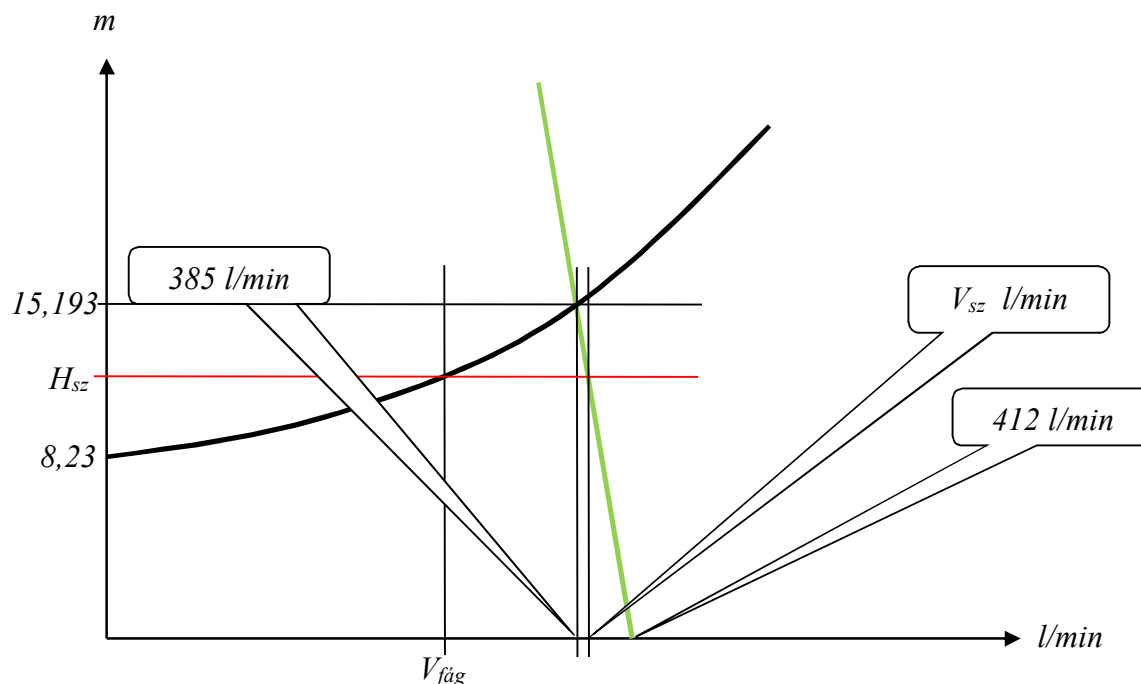
$$H = -0,563 \cdot \dot{V} + 231,96$$

Szükség van a főág jelleggörbéjére is, mely a következő egyenletből meghatározható állandóval írható fel:

$$15,19 = B \cdot 385^2 + 8,23, \quad B = \frac{15,19 - 8,23}{385^2} = 0,000047 \left(\frac{\text{m}}{\left(\frac{\text{l}}{\text{min}}\right)^2} \right)$$

A főág jelleggörbéje tehát

$$H = 0,000047 \cdot \dot{V}^2 + 8,23$$



Mivel a szabályozás során a főág jelleggörbéje nem változik, csak a főágban áramló mennyiség, az új „virtuális” munkapont a főág jelleggörbéjén kell legyen! Ennek a „virtuális” munkapontnak a helyét a főág jelleggörbéjén a főágban áramló mennyiséghez ($V_{f\acute{a}g}$) tartozó szállítómagasság (H_{sz}) metszi ki. A szabályozás után a szivattyú által szállított összes folyadék mennyisége (V_{sz}) a főágban szállított mennyiség ($V_{f\acute{a}g}$) és a megkerülő ágban áramló mennyiség ($V_{m\acute{a}g}$) összege, amit az imént említett H_{sz} érték metszi ki a szivattyú változatlan jelleggörbéjén. Ez lesz a szivattyú új, valóságos munkapontja.

A fenti ábra és a már ismert főági valamint a szivattyú jelleggörbe alapján

$$H_{sz} = 0,000047 \cdot 306^2 + 8,23 = 12,63 \text{ (m)}$$

$$V_{sz} = \frac{12,63 - 231,96}{-0,563} = 389,57 \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right)$$

A megkerülő ágban folyó mennyiség

$$\dot{V}_{m\acute{a}g} = \dot{V}_{sz} - V_{f\acute{a}g} = 389,57 - 306 = 83,57 \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right)$$

A megkerülő ágban folyó mennyiséghez kapcsolódó teljesítmény a veszteség teljesítmény:

$$P_v = \frac{H_{sz} \cdot V_{m\acute{a}g} \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{12,63 \cdot 83,57 \cdot 966 \cdot 10}{0,58 \cdot 60 \cdot 1000} = 292,98 \text{ (W)}$$

A veszteség miatti költség

$$K = P_v \cdot \tau \cdot k = 0,29298 \cdot 1 \cdot 28,5 = 8,35 \left(\frac{\text{Ft}}{\text{h}} \right)$$

XII. feladat

Egy egyhengeres ($i=1$) dugattyús szivattyú lökettérfogata 1690 cm^3 , lökethossza 13 cm és becsült volumetrikus hatásfoka $0,95$. A szállított közeg hőmérsékletéhez tartozó telítési gőznyomás $13\,700 \text{ Pa}$, a közeg sűrűsége $0,95 \text{ kg/dm}^3$.

Határozza meg azt a lehetséges (legmagasabb) fordulatszámot, amivel a gép üzemeltethető, ha a 80 mm belső átmérőjű szívócső gyakorlatilag egyenesnek tekinthető, 3,5 m hosszú és a szívómagasság a lábszelep ellenállással együtt sem több 2 m-nél.

Hány l/min a szivattyú folyadékszállítása?

Mekkora a szivattyú teljesítményfogyasztása, ha a csonkokon mért nyomások különbsége 13 bar és a mechanikai hatásfok 80 %?

A szivattyú egy olyan tartályból szív, ahol a folyadék felett 1,1 bar nyomás van.

Megoldás

A maximális lehetséges szívómagasság összefüggését átalakítva

$$H_{sz} + b = 2 = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \left[\frac{p_g}{\rho \cdot g} + h_{asz} \right]$$

Ebből meghatározható a gyorsító magasság megengedhető értéke:

$$h_{asz} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - 2 - \frac{p_g}{\rho \cdot g} = \frac{1,1 \cdot 10^5}{0,95 \cdot 10^3 \cdot 10} - 2 - \frac{13700}{0,95 \cdot 10^3 \cdot 10} = 8,14 \text{ (m)}$$

A maximális gyorsulás összefüggéséből ki lehet fejezni a keresett fordulatszámhoz tartozó szögsebességet:

$$h_{asz} = l \cdot \frac{\frac{s}{g} \cdot \omega^2}{\left(\frac{d_h}{d_{cső}} \right)^2}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h_{asz}}{s \cdot l \cdot \left(\frac{d_h}{d_{cső}} \right)^2}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10 \cdot 8,14}{0,13 \cdot 3,5 \cdot \left(\frac{0,129}{0,08} \right)^2}} = 11,73 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \text{ azaz } 112 \text{ f/min}$$

Az összefüggésben a hengerátmérőt a lökettérfogatból és a löketből számítottuk ki:

$$d_h = \sqrt{\frac{4 \cdot V_l}{\pi \cdot s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1690}{\pi \cdot 13}} = 12,9 \text{ (cm)}$$

A szivattyú átlagos folyadékszállítása:

$$\dot{V} = V_l \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = 1690 \cdot \frac{112}{60} \cdot 0,95 = 2997 \left(\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right)$$

A szivattyú csonkjai között mért nyomáskülönbség közvetlenül a szivattyút terhelő szállító magasságot adja meg a veszteségmagassággal együtt. Ebből kiindulva

$$P_{sz} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{13 \cdot 10^5 \cdot 2997}{10^6 \cdot 0,95 \cdot 0,8} \approx 5,126 \text{ (kW)}$$

XIII. feladat

Egy szivattyú egy nyitott tárolómedencéből egy magasan elhelyezett, ugyancsak nyitott tartályba óránként 12 m³ vizet szállít. A tervezett csővezeték legmagasabban lévő pontja a tárolómedence vízszintje felett 29 m-el van.

Határozza meg a szivattyú teljesítmény felvételét, ha tudja, hogy a szivattyúhatásfok becsült értéke 60% és a tervezett csővezeték állandója: 0,04 (h²/m⁵)!

Megoldás

Szivattyúk és ventilátorok - feladatok

A teljesítményszükséglethez meg kell határozni a szállítómagasságot:

$$H = H_{st} + h' = \Delta z + B \cdot V^2 = 29 + 0,04 \cdot 12^2 = 34,76 \text{ (m)}$$

A hasznos teljesítmény:

$$P_h = H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g = 34,76 \cdot \frac{12}{3600} \cdot 1000 \cdot 10 = 1159 \text{ (W)}$$

A teljesítményfelvétel:

$$P_o = \frac{P_h}{\eta_{sz}} = \frac{1159}{0,6} \approx 1932 \text{ (W)}$$

XIV. feladat

Legfeljebb mekkora szívómagasságot lehet tervezni azon egyhengeres ($d_h=120 \text{ mm}$), egyszeres működésű dugattyús szivattyú esetében, melynek szívóvezetéke legfeljebb 40%-al hosszabb, mint a mindenkorai szívómagasság, gyakorlatilag egyenes és függőleges, átmérője pedig 50 mm .

Vegye figyelembe, hogy

- a szivattyút hajtó motor fordulatszáma 120 f/min ,
- a lökethossz 30 mm ,
- a szállított víz hőmérséklete $60 \text{ }^\circ\text{C}$,
- a felszívó üzemmód esetén alkalmazandó lábszelep ellenállása $0,4 \text{ m}$.

Megoldás

$$\text{A szívómagasság lehetséges maximális értéke: } H_{sz\max} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \left(\frac{p_g}{\rho \cdot g} + h_{asz} + b_{sz} \right).$$

A vízgőz entalpiadiagramjából vagy táblázatból a telítési gőznyomás: $199,2 \text{ mbar}$

A gyorsító magasság:

$$h_{asz} = \frac{s}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \frac{1,4 \cdot H_{sz}}{g} \cdot \left(\frac{d_h}{d_{sz}} \right)^2 = \frac{0,03}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 120}{60} \right)^2 \cdot \frac{1,4 \cdot H_{sz}}{g} \cdot \left(\frac{120}{50} \right)^2 = 1,91 \cdot H_{sz} \text{ (m)}$$

Mivel nincs adat arról, hogy a szivattyú honnan szív, ezért feltételezzük, hogy $p_1 = 1 \text{ bar}$.

Így a szállítómagasság lehetséges értéke:

$$H_{sz\max} = \frac{10^5}{10^3 \cdot 10} - \left[\frac{199,2 \cdot 10^2}{10^3 \cdot 10} + 1,91 \cdot H_{sz\max} + 0,4 \right]$$

$$H_{sz\max} = \frac{10 - 1,992 - 0,4}{2,91} = 2,61 \text{ (m)}$$

XV. feladat

Hogyan változik az előző feladatban szereplő szivattyú lehetséges szívómagassága, ha a szivattyú szívócsonkjára egy légüstöt telepítünk. Mekkora legyen a légüst hasznos légtérfogata, ha az egyenlőtlenségi fok $0,2$ lehet?

Megoldás

$$\text{A légüst hasznos légtérfogata a lökettérfogatból számítható ki: } V_{hl} = \frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot 0,55 = 0,1865 \text{ (liter)}$$

A szívómagasság lehetséges értékének kiszámításakor ezúttal a gyorsító magasság helyett a szívócső

vesztésmagasságát kell számításba venni: $H_{sz\max} = \frac{p_1}{\rho \cdot g} - \left(\frac{p_g}{\rho \cdot g} + h'_{sz} + b_{sz} \right)$.

Ennek kiszámításához először a szivattyú térfogatáramát kell meghatározni:

$$\dot{V} = \frac{d_h^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60} = 0,68 \left(\frac{\text{liter}}{\text{sec}} \right), \text{ ezzel a szívócsőben a sebesség:}$$

$$c_{sz} = \frac{\dot{V}}{A_{sz}} = \frac{0,68 \cdot 10^{-3}}{0,05^2 \cdot \pi} \cdot 4 = 0,346 \left(\frac{m}{s} \right).$$

$$\text{A szívócső veszésmagassága: } h'_{sz} = \lambda \cdot \frac{H_{sz}}{d_{sz}} \frac{c_{sz}^2}{2g} = 0,02 \frac{H_{sz}}{0,05} \frac{0,346^2}{20} = 0,0034 \cdot H_{sz}$$

és ezután a szívómagasság:

$$H_{sz\max} = \frac{10^5}{10^3 \cdot 10} - \left[\frac{199,2 \cdot 10^2}{10^3 \cdot 10} + 0,0034 \cdot H_{sz\max} + 0,4 \right]$$

$$H_{sz\max} = \frac{10 - 1,992 - 0,4}{1,0034} = 7,58 \text{ (m)}$$

A légüst szükséges statikus légtérfogata:

$$V_{lst} = \frac{v \cdot A \cdot s}{\delta_{sz}} = \frac{0,55 \cdot \frac{0,12^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,03}{0,2} = \frac{0,1865}{0,2} = 0,9325 \text{ (liter)}$$

Ezt a biztonság kedvéért meg kell növelni a rezonanciát adó légtérfogattal, mely abban az esetben, ha a maximális lehetséges szívómagassággal számolunk

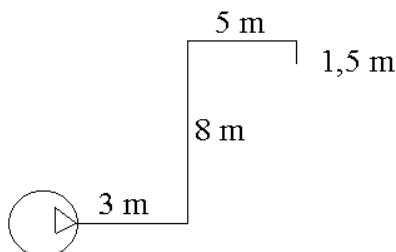
$$V_{lr} = \frac{A_{sz} \cdot p_{szk}}{l_{sz} \cdot \rho \cdot \kappa^2 \cdot \omega^2} = \frac{d_{sz} \cdot (p_1 - H_{sz} \cdot \rho \cdot g - h'_{sz} \cdot \rho \cdot g)}{l_{sz} \cdot \rho \cdot \kappa^2 \cdot \omega^2}$$

$$V_{lr} = \frac{0,05^2 \cdot \pi \cdot (10^5 - (7,58 + 0,0034 \cdot 7,58) \cdot 10^3 \cdot g)}{4 \cdot 7,58 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot 12,57^2} = \frac{0,05^2 \cdot \pi \cdot 23942}{4 \cdot 1,1977 \cdot 10^6} = 3,923 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^3\text{)}$$

A légtérfogat tehát legalább $V_{lsz} = V_{ls} + V_{lr} = 0,9325 + 0,03923 = 0,9717 \text{ (liter)}$

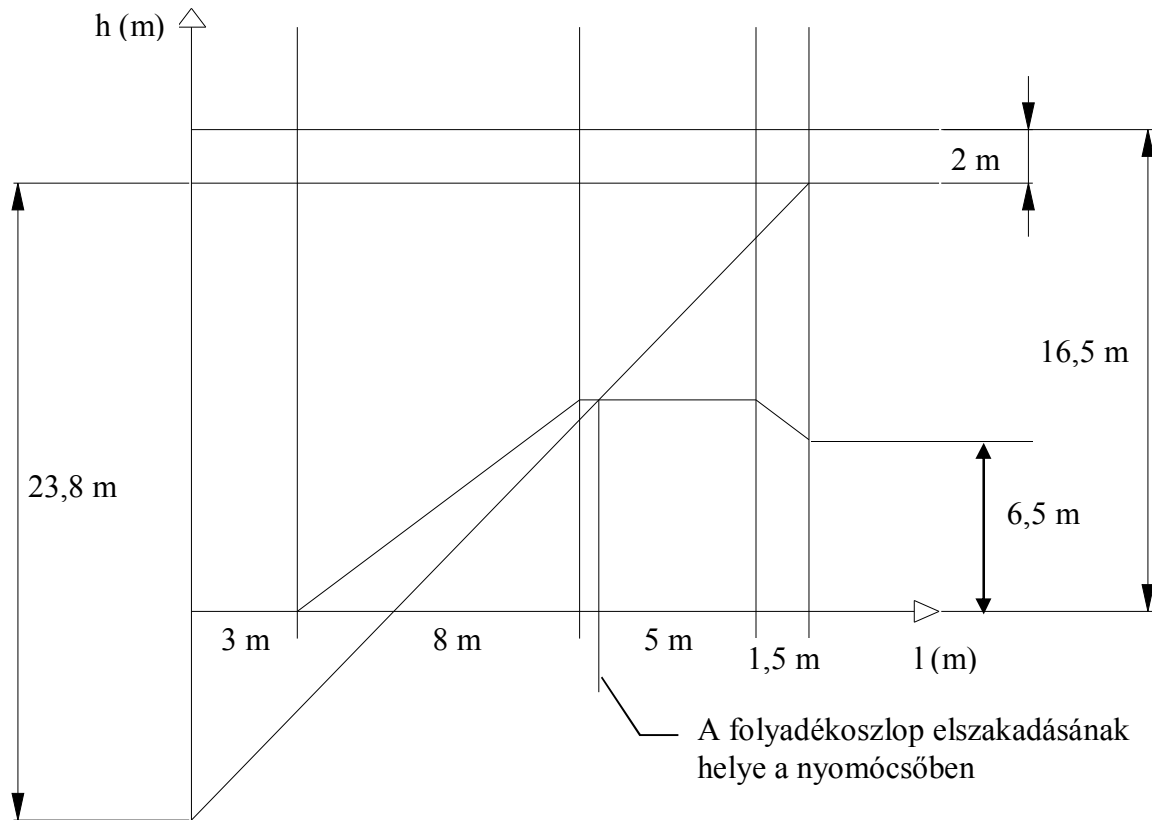
XVI. feladat

Állapítsuk meg, hogy történik-e folyadékoszlop elszakadás az alábbi nyomó vezetékben, ha feltesszük, hogy az az előző feladatban szerepelt szivattyú nyomóvezetéke. A nyomóvezeték átmérője megegyezik a szívóvezetékével.



Megoldás

Az ábra szerint a szivattyú egy nyitott tartályba szállít, így a csővezeték végén a nyomás 1 bar.
A nyomócsőben a gyorsító magasság maximális értéke: 23,8 m.



$$\frac{23,8}{17,5} \cdot x + (14,5 - 23,8) = 8$$

$$x = 12,72 \text{ (m)}$$

Azaz, a függőleges szakasz után 1,72 m-el bekövetkezik be az elszakadás, kigőzölög a folyadék a nyomóütem végén.

XVII. feladat

Legfeljebb mekkora lehet a szívómagassága annak az egyhengeres és egyszeres működésű dugattyús szivattyúnak, melynek fordulatszáma percenként 120? A szivattyú meleg vizet szállít, melynek hőmérsékletéhez tartozó telítési gőznyomás 35000 Pa. A szívócső gyakorlatilag egyenes és közel függőleges, hossza 0,5 m-el nagyobb a szívómagasságnál, átmérője 80 mm, ami megegyezik mind a hengerátméréssel, mind pedig a lökethosszal.

Megoldás

A szívómagasság lehetséges maximális értéke, ha külön tartalékot nem tervezünk:

$$H_{sz} = \frac{P_o}{\rho \cdot g} - [h_g + h'_a] \text{ (m)}$$

A gyorsító magasság a megadott paraméterekkel:

$$h'_a = (H_{sz} + 0,5) \cdot \frac{s}{g} \cdot \omega^2 = (H_{sz} + 0,5) \cdot \frac{0,08}{g} \cdot 12,6^2 = (H_{sz} + 0,5) \cdot 0,64 \text{ (m)}$$

Behelyettesítve a szívómagasság összefüggésébe:

$$H_{sz} = \frac{10^5}{10^3 \cdot g} - \left[\frac{35000}{10^3 \cdot g} + (H_{sz} + 0,5) \cdot 0,64 \right] \quad (m)$$

Innen rendezés után a lehetséges maximális szívómagasság 3,77 m.

XVIII. feladat

Mekkora a maximális folyadékszállítása annak az axiáldugattyús szivattyúnak, mely 4 hengeres, a hengerek átmérője 30 mm, a lökethossz maximuma 20 mm és a percnkénti fordulatszám 300? A volumetrikus hatásfok becült értéke 85%.

Megoldás

A térfogatáram:

$$\dot{V} = 4 \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = 4 \cdot \frac{0,03^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0,02 \cdot \frac{300}{60} \cdot 0,85 = 2,4 \cdot 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

azaz percnként 14,4 liter a folyadékszállítás.

XIX. feladat

Számítsa ki annak a forgólamellás szivattyúnak a hajtásához szükséges villamosmotor teljesítményét, melyről a következőket tudja:

- a furat 125 mm,
- a forgórész átmérője 100 mm,
- a lamellák száma 12,
- a lamellák vastagsága 3 mm
- a lamellák hossza 250 mm
- a percnkénti fordulatszám 750.

A lamellás szivattyú szállítómagassága 50 m. A volumetrikus hatásfok becült értéke 80%, a mechanikai hatások 60%.

Megoldás

A térfogatáram:

$$\dot{V} = \left(\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \left(\frac{d^2 \cdot \pi}{4} + z \cdot s \cdot \frac{D-d}{2} \right) \right) \cdot b \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v = (D_k \cdot \pi - z \cdot s) \cdot b \cdot e \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v \quad \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$\dot{V} = \left(\frac{0,125^2 - 0,1^2}{2} \cdot \pi - 12 \cdot 0,003 \right) \cdot 0,25 \cdot \frac{0,125 - 0,1}{2} \cdot \frac{750}{60} \cdot 0,8 = 1,0156 \cdot 10^{-4} \quad \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

A hajtó villamosmotor teljesítménye minimálisan

$$P = \frac{H \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot g}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{50 \cdot 1,0156 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 \cdot g}{0,8 \cdot 0,6} \approx 105,79 \quad (W)$$

XX. feladat

Egy áramlástanai szivattyú 24 liter vizet szállít másodpercenként. Ebben az üzemállapotban a meghajtó villamos motor felvett teljesítménye 3,5 kW.

Mekkora lesz a teljesítményfelvétel, ha a térfogatáramot fojtással 2/3-ára csökkentjük? Mekkora a fojtásos szabályozással keletkező anyagi veszteség, havonta, ha a szivattyú a fojtásos üzemiállapotban havonta 200 órát üzemel.

Tételezzük fel, hogy

- a szivattyú jelleggörbéje másodfokú függvénnyel közelíthető és további két pontjának koordinátái (20;9), (30;4),
- a villamosmotor-szivattyú együttes hatásfoka 53% és közelítőleg állandónak vehető,
- a statikus szállítómagasság 3,5 m,
- a villamos áram egységköltsége 14 Ft/kWh.

Megoldás

Először elő kell állítani a szivattyú jelleggörbéjét megközelítő egyenletet, melynek formája $H = -a \cdot (\dot{V} - b)^2 + c$. A három állandó meghatározásához a görbe három pontjának koordinátái szükségesek. Ezek közül kettő adott, a harmadiknak közvetlenül csak a térfogatáram koordinátája adott, a másikat a teljesítmény ismeretében lehet meghatározni

$$H = \frac{P_m}{\dot{V} \cdot \rho \cdot g} \cdot \eta = \frac{3500}{\left(\frac{24}{1000}\right) \cdot 1000 \cdot 10} \cdot 0,53 = 7,73 \text{ (m)}.$$

$$9 = -a \cdot (20 - b)^2 + c$$

$$4 = -a \cdot (30 - b)^2 + c$$

$$7,73 = -a \cdot (24 - b)^2 + c$$

A fenti három egyenletből az állandók: $a = 0,0305 \left[\frac{\text{sec}^2}{l^2} m \right]$; $b = 16,8 \left[\frac{l}{s} \right]$; $c = 9,31 \text{ [m]}$.

Tehát a szivattyú jelleggörbéjének egyenlete:

$$H = -0,0305 \cdot (\dot{V} - 16,8)^2 + 9,31$$

Ezután a csővezeték jelleggörbéjének egyenletét kell meghatározni, melynek formája $H = H_{st} + B \cdot \dot{V}^2$. Behelyettesítve az ismert munkapont koordinátáit:

$$B = \frac{7,73 - 3,5}{24^2} = 0,00734 \left[\frac{m}{\left(\frac{l}{s}\right)^2} \right]$$

A fojtással beállított munkapontban a szállító magasságot az eredeti térfogatáram 2/3 részének megfelelő 16 l/s értéknek a szivattyú jelleggörbéjében történő behelyettesítésével kapjuk meg:

$$H_B = -0,0305 \cdot (16 - 16,8)^2 + 9,31 = 9,312 \text{ (m)}.$$

koordinátái, a kívánt térfogatáramnak a szivattyú jelleggörbéjének egyenletébe való helyettesítéssel: (16;9,312).

A teljesítmény felvétel ebben az új munkapontban:

$$P_B = \frac{H_B \cdot \dot{V}_B \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{9,312 \cdot 16 \cdot 1000 \cdot g}{0,53} = 2811 \text{ (W)}$$

Ugyanezen térfogatáramhoz a csővezetéki jelleggörbén tartozó pontban a szállítómagasság

$$H_C = H_{st} + 0,00734 \cdot \dot{V}^2 = 3,5 + 0,00734 \cdot 16^2 = 5,38 \text{ (m)}$$

A fojtásos szabályozás veszteség-teljesítménye:

$$P_{veszt} = \frac{(H_B - H_c) \cdot \dot{V}_B \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{(9,312 - 5,38) \cdot 16 \cdot 1000 \cdot g}{0,53} = 1187 \text{ (W)}$$

A keletkező anyagi veszteség: $K = P_v \cdot \tau_{üzem} \cdot k = 1,187 \cdot 200 \cdot 14 \approx 3324 \left(\frac{\text{Ft}}{\text{hó}} \right)$. Ez a 2,811 kW teljesítménnyel számolt üzemköltség 7871 Ft/hó 42,2%-a.

XXI. feladat

Határozzuk meg, hogy milyen értékre kell csökkenteni az előző feladatban szereplő szivattyú eredeti, percenkénti 1500-as fordulatszámát, hogy a kívánt térfogatáram legyen elérhető?

Megoldás

A kívánatos munkapont a változatlan csővezetéki jelleggörbén lévő pont, melynek koordinátái (16 (l/s); 5,38 (m)).

Meg kell határozni az ezen a ponton átmenő affin parabola és a szivattyú jelleggörbéjének metszéspontját. Az affin parabola egyenletében lévő állandó

$$B_{ap} = \frac{H_c}{\dot{V}_c^2} = \frac{5,38}{16^2} = 0,021 \left[\frac{\text{m}}{\left(\frac{\text{l}}{\text{s}} \right)^2} \right]$$

Ezzel az affin parabola egyenlete $H = 0,021 \cdot \dot{V}^2$.

A szivattyú jelleggörbéjével adódó metszéspont a

$$0,021 \cdot \dot{V}^2 = -0,0305 \cdot (\dot{V} - 16,8)^2 + 9,31$$

másodfokú egyenletnek csak egy értelmezhető gyöke van, ami 20,99 l/s térfogatáram. Az ehhez tartozó szállító magasság pedig 9,25 m.

Az affinitási törvények szerint

$$\frac{n_{sz}}{n} = \frac{\dot{V}_{sz}}{\dot{V}_{1500}}$$

ahonnan a szabályozott fordulatszám

$$n_{sz} = n \cdot \frac{\dot{V}_{sz}}{\dot{V}_{1500}} = 1500 \cdot \frac{16}{20,99} \approx 1143 \left(\frac{\text{f}}{\text{min}} \right)$$

Ellenőrzésként ugyanezt a szállító magasságokból is meghatározzuk:

$$\left(\frac{n_{sz}}{n} \right)^2 = \frac{H_{sz}}{H_{1500}}$$

$$n_{sz} = n \cdot \left(\frac{H_{sz}}{H_{1500}} \right)^{0,5} = 1500 \cdot \left(\frac{5,38}{9,25} \right)^{0,5} \approx 1144 \left(\frac{\text{f}}{\text{min}} \right)$$

A kapott fordulatszám az eredetinek nem a kétharmada, hanem kb. a 76%-a.

XXII. feladat

Egy áramlástan szivattyú percnként 325 liter vizet szállít. A szállító magasság ekkor 18,7 m. Milyen értékre kell csökkenteni a szivattyú eredeti, percnkénti 1440-es fordulatszámát, ha azt akarjuk, hogy a térfogatáram 280 liter legyen percnként. Tételezze fel, hogy

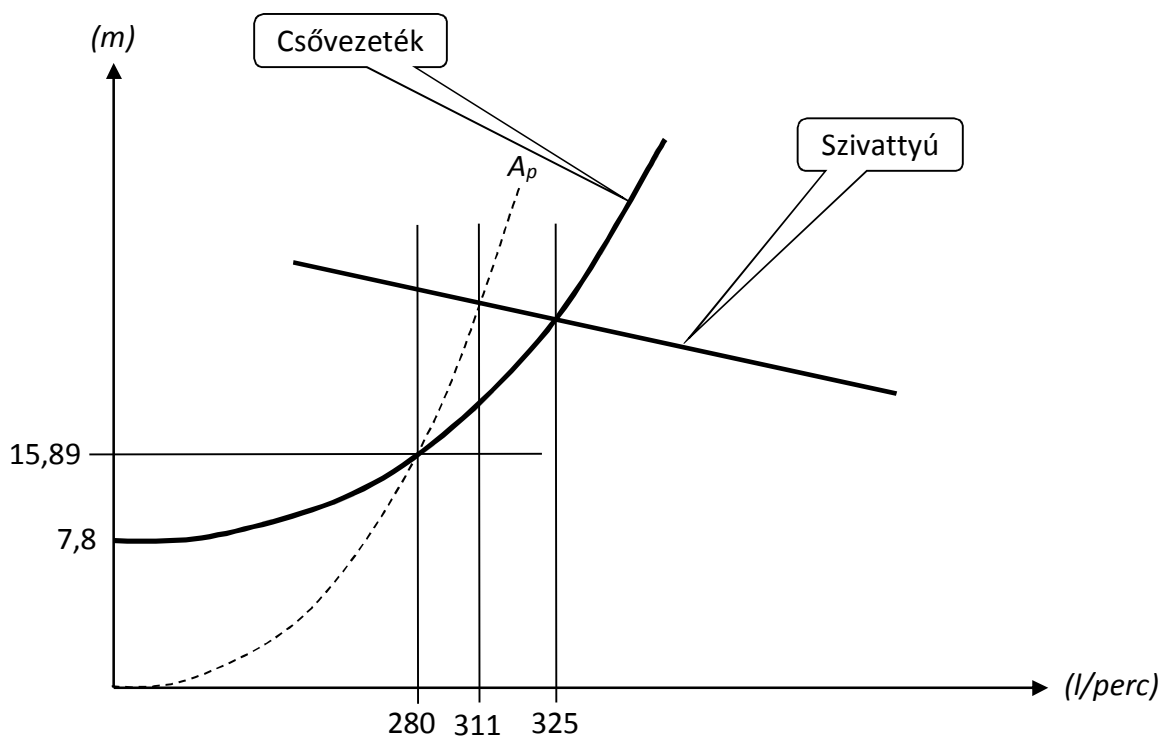
- a szivattyú jelleggörbéje az eredeti munkapont közelében egy olyan egyenessel közelíthető meg, melynek iránytangense $-0,063 \text{ m/liter/perc}$,
- a csővezetési jelleggörbe nem változik és a statikus szállító magasság 7,8 m,
- az affinitási törvények alkalmazhatók!

Megoldás

Meg kell határoznunk a szivattyú és a csővezeték jelleggörbéjét!

A csővezetéké: $H_{cs} = \frac{18,7 - 7,8}{325^2} \cdot \dot{V}^2 + 7,8 = 1,032 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 + 7,8$ ha a térfogatáram liter/perc

A szivattyúé: $H_{sz} = -0,063 \cdot \dot{V} + (18,7 + 0,063 \cdot 325) = -0,063 \cdot \dot{V} + 39,2$



Az állandók mindkét esetben liter/perc mértékegységben helyettesített térfogatáramokra érvényesek. Ezután meghatározzuk, hogy az eredeti és változatlan csővezetési jelleggörbén kialakuló új munkaponthoz milyen szállítómagasság tartozik. Behelyettesítve az új térfogatáramot a csővezeték jelleggörbéjének egyenletébe ez 15,89 m lesz.

Az origóból kiinduló affin parabola ezen az új munkaponton megy át. Ennek egyenlete:

$$H_{ap} = 2,027 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2$$

Már nincs más hátra, mint megkeresni az affin parabola és a közelítő szivattyú jelleggörbe metszéspontjának valamelyik koordinátáját.

$$2,027 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{V}^2 = -0,063 \cdot \dot{V} + 39,2$$

Az egyenletből a feladat szempontjából csak egyetlen értelmezhető gyököt kapunk, ami kb. 311 liter/perc.

Az affinitási törvények szerint az ugyanazon affin parabolán lévő pontok között igaz, hogy a térfogatáramok aránya a fordulatszámok arányával egyezik meg, tehát

$$n_{sz} = 1440 \cdot \frac{280}{311} = 1440 \cdot 0,9 = 1296 \left(\frac{\text{ford}}{\text{perc}} \right)$$

Tehát az eredeti érték 90%-ára kell csökkenteni a fordulatszámot.

Ugyanerre az eredményre juthatunk, ha azt a törvényt alkalmazzuk, hogy a szállítómagasságok arány a fordulatszámok négyzeteinek arányával egyezik meg.

XXIII. feladat

Vizsgálja meg a XX. feladatban tárgyalt szabályozási problémát, ha azt megkerülő vezetékes szabályozással oldja meg! Mekkora lesz a szabályozási veszteség.

Megoldás

Mivel a főágnál nem avatkozunk be, ezért a szabályozás utáni állapot esetében a főág munkapontja a főág jelleggörbéjén van, tehát a főágban a térfogatáram 16 l/s, a szállítómagasság pedig 5,38 m.

A szivattyú ekkor azt a térfogatáramot szállítja összesen, melyet az előbbi munkaponton átmenő vízszintes a jelleggörbéjén kimetsz, hiszen a megkerülő vezeték leágazásánál a megkerülő vezetékre vonatkozó szállítómagasság ugyanez. Tehát

$$5,38 = -0,0305 \cdot (\dot{V}' - 16,8)^2 + 9,31$$

ahonnan

$$\dot{V}' = \sqrt{\frac{9,31 - 5,38}{0,0305}} + 16,8 = \sqrt{128,852} + 16,8 = 11,35 + 16,8 = 28,15 \text{ (l/s)}$$

A megkerülő vezetéken át tehát 28,15-16=12,15 liter folyadék áramlik át másodpercenként.

Mivel ennek a folyadéknak a szállítása nem hasznosul ezért az erre fordított teljesítmény a veszteségteljesítmény

$$P_{veszt} = \frac{H_c \cdot \dot{V}' \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{5,38 \cdot 12,15 \cdot 1000 \cdot g}{1000 \cdot 0,53} = 1233,3 \text{ (W)}$$

A keletkező anyagi veszteség: $K = P_v \cdot \tau_{zzem} \cdot k = 1,2333 \cdot 200 \cdot 14 \approx 3453,24 \left(\frac{\text{Ft}}{\text{hó}} \right)$. Ez a 2,811 kW

teljesítménnyel számolt üzemköltség, 7871 Ft/hó, 43,87%-a. Tehát a megkerülő vezetékes szabályozás ezúttal gazdaságosabb, mint a fojtásos szabályozás.

XXIV. feladat

Számítsa ki annak a vizet szállító áramlástan szivattyúnak az összteljesítményét, elméleti szállítómagasságát, volumetrikus, mechanikai és hidraulikai hatásfokát, melynek térfogatárama 25 dm³/s, szállító magassága 20 m, volumetrikus vesztesége 1,8 dm³/s, hidraulikai vesztesége 3 m és mechanikai teljesítményvesztesége 0,22 kW. !

Megoldás

Az elméleti szállító magasság a tényleges érték és a megadott hidraulikai veszteség összege, azaz 23 m.

A hidraulikai hatások a tényleges és az elméleti szállító magasság közötti összefüggést fejezi ki:

$$\eta_h = \frac{H}{H_e} = \frac{H}{H + h'} = \frac{20}{20 + 3} = 0,869$$

A volumetrikus hatások a járókerék által szállított tényleges folyadék mennyiségét és a szivattyú szállítóteljesítményét hasonlítja össze:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_e} = \frac{\dot{V}}{\dot{V} + \dot{V}_r} = \frac{25}{25 + 1,8} = 0,933$$

A mechanikai hatások a szivattyú tengelyének hajtására felhasznált teljesítmény és az ún. belső teljesítmény viszonyozása. Ez utóbbi tehát az összes teljesítménynek az a része, ami a mechanikai veszteséget nem veszi figyelembe, tehát

$$P_b = \frac{P_h}{\eta_h \cdot \eta_v} = \frac{H \cdot V \cdot \rho \cdot g}{\eta_h \cdot \eta_v} = \frac{20 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot g}{0,896 \cdot 0,933} = 6167 \text{ (W)}$$

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_b + P_v} = \frac{6167}{6167 + 220} = 0,965$$

Az összteljesítmény a belső teljesítmény és a mechanikai veszteség összege, azaz 6387 W. Végezetül a szivattyú összhatófoka a három kiszámított hatásfok szorzata, azaz 0,782.

XXV. feladat

Egy szivattyú járókerék idealizált jelleggörbéjének egyenlete

$$H_{e\infty} = 145 - 1570 \cdot \dot{V}_e \quad (m).$$

A járókerék külső átmérője 250 mm, kilépő szélessége 14 mm. Határozza meg a kilépő lapátszög értékét! A járókerékre a folyadék perdület mentesen érkezik!

Megoldás

A járókerék kerületi sebessége:

$$u_2 = \sqrt{H_{e\infty} \cdot g} = \sqrt{145 \cdot 10} = 38,1 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Ezzel a fordulatszám

$$\omega = \frac{u_2}{r_2} = \frac{38,1}{0,125} = 304,8 \left(\frac{rad}{s} \right), \text{ azaz a fordulatszám kb. } 2911 \text{ f/min.}$$

A maximális elméleti térfogatáram esetén a szállító magasság éppen zérus, azaz a jelleggörbéből:

$$\dot{V}_{e\max} = \frac{145}{1570} = 0,0924 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Másfelől ez a térfogatáram a járókerék geometriai méreteivel

$$\dot{V}_{e\max} = u_2 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \text{tg}\beta_2, \text{ ahonnan}$$

$$\beta_2 = \arctg \left[\frac{\dot{V}_{e\max}}{u_2 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2} \right] = \arctg \left[\frac{0,0923}{38,1 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 0,014} \right] = 12,4^\circ$$

XXVI. feladat

Egy szivattyú 8 m-es statikus szállítómagasság mellett az (500 l/min; 19 m) értékekkel jellemzett munkapontban üzemel. Fojtásos szabályozással a szivattyú munkapontját a (350 l/min; 21 m) értékekkel jellemzett új munkapontba visszük át.

Határozza meg a szabályozási veszteség nagyságát kW-ban és az éves költségvonzatot, ha tudja, hogy a szivattyú szabályozott üzemben évente 1000 órát üzemel és a villamos energia egységköltsége 22 Ft/kWh!

Megoldás

Meg kell határoznunk, hogy változatlan csővezetési jelleggörbe esetén a 350 liter/min térfogatáramhoz milyen szállítómagasság tartozna, mivel ez a meghatározója a szabályozási veszteségnek.

$$\text{A csővezetési jelleggörbe állandója: } B = \frac{h'}{\dot{V}^2} = \frac{19-8}{500^2} = 4,4 \cdot 10^{-5} \frac{m}{\left(\frac{\text{liter}}{\text{perc}}\right)^2}$$

$$\text{A 350 liter/min-hez tartozó veszteségmagasság: } h' = B \cdot \dot{V}^2 = 4,4 \cdot 10^{-5} \cdot 350^2 = 5,39 (m)$$

A szállítómagasság a változatlan csővezetési jelleggörbén:

$$H_{\min} = H_{st} + h' = 8 + 5,39 = 13,39 (m)$$

A szabályozási veszteség:

$$P_{szv} = (H_{sz} - H_{\min}) \cdot \rho \cdot g \cdot \dot{V} = (21 - 13,39) \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot \frac{350}{1000 \cdot 60} = 44392 (W)$$

A többletköltség a fojtásos szabályozás miatt, évente

$$K = t_{üzem} \cdot P_{szv} \cdot k = 1000 \cdot 0,444 \cdot 22 = 9768 \left(\frac{Ft}{\text{év}}\right)$$

XXVII. feladat

Egy szivattyú névleges szállító magassága 12,5 m, névleges térfogatárama 288 dm³/min és fordulatszáma 1440 f/min.

Milyen alapvető tulajdonságai vannak a szivattyúnak a névleges térfogatáramnál kisebb térfogatáramok esetén a teljesítmény, a hatásfok és a szállító magasság tekintetében?

Megoldás

Meg kell határoznunk a szivattyú jellemző fordulatszámát:

$$n_q = n \cdot \dot{V}^{\frac{1}{2}} \cdot H^{-\frac{3}{4}} = 1440 \cdot \left(\frac{288}{10^3 \cdot 60}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot 12,5^{-\frac{3}{4}} = 15$$

Egy kis jellemző fordulatszámú járókerékről van szó. A folyadék radiálisan érkezik a lapátózásra és radiálisan távozik. A névlegesnél kisebb folyadékszállítás esetén a szállítómagasság alig lesz nagyobb a névlegesnél. A hatásfok csökken, de a csökkenés mértéke csak nagyobb térfogatáram-csökkenésnél lesz jelentős. A szivattyú teljesítményfelvétele a térfogatáram csökkenésével szintén csökken.

XXVIII. feladat

Egy áramlástan szivattyú járókerékének külső átmérője 38 cm, kilépő szélessége 5,6 cm, a járókerék lapátózásának kilépő érintője a kerületi érintővel 40 fokos szöget zár be, fordulatszáma 720 f/min.

Határozza meg a járókerék elméleti jelleggörbéjének egyenletét. Tételezze fel, hogy a járókerék végtelen sűrű lapátozású és nem kell számolni semmiféle veszteséggel.

Megoldás

A járókerék jelleggörbéje végtelen sűrű lapátozás és veszteségmentes esetben egy egyenes. Az elméleti végtelen szállítómagasság maximuma csak a kerületi sebességtől függ, ha a belépés perdület mentes

$$u_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \omega = \frac{0,38}{2} \cdot \frac{720}{9,55} = 14,3 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$H_{e\infty} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{14,3^2}{9,81} = 20,52 (m)$$

A térfogatáram elméleti maximuma akkor adódik, amikor az elméleti végtelen szállító magasság zérus

$$\frac{u_2^2}{g} = \frac{\dot{V}_e}{g \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \cdot u_2$$

Innen pedig a keresett elméleti maximum

$$\dot{V}_{e\max} = u_2 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 = 14,3 \cdot 0,38 \cdot \pi \cdot 0,056 \cdot \operatorname{tg} 40^\circ = 0,802 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Az elméleti jelleggörbe egyenlete pedig

$$H_{e\infty} = 20,52 - 25,586 \cdot \dot{V}$$

XXIX. feladat

Egy áramlástanai szivattyú méretezési pontjában a szállító magasság 12,5 m, a térfogatáram 96 l/s, a hatásfok 62,5%. A járókerék külső átmérője 28 cm, kilépő szélessége 30 mm és fordulatszáma 1440 f/min.

Határozza meg a kilépő sebességi háromszög valószínű alakját, ha feltételezheti a következőket:

- volumetrikus hatásfok 80%
- mechanikai hatásfok 95%
- perdület apadási tényező 0,8

Megoldás

A tervezési pontban az elméleti végtelen szállító magasság:

$$H_{e\infty} = \frac{H}{\lambda \cdot \eta_h} = \frac{12,5}{0,8 \cdot \frac{0,625}{0,8 \cdot 0,95}} = \frac{12,5}{0,8 \cdot 0,8157} \approx 19 (m)$$

Az elméleti végtelen szállító magasság maximuma

$$H_{e\infty\max} = \frac{u_2^2}{g} = \frac{\left(\frac{0,28}{2} \cdot \frac{1440}{9,55} \right)^2}{9,81} = \frac{21,11^2}{9,81} \approx 44,56 (m)$$

Figyelemmel arra, hogy az adott 96 l/s térfogatáram a volumetrikus hatásfok miatt elméletileg 96/0,8=120 l/s-nak felel meg, felírható az elméleti jelleggörbe egyenlete, amiből az elméletileg lehetséges legnagyobb térfogatáram kiszámítható:

$$H_{e\infty} = 44,56 - \frac{44,56 - 19}{120} \cdot \dot{V} = 44,56 - 0,213 \cdot \dot{V}$$

$$V_{e\max} = \frac{44,56}{0,213} = 209,2 \left(\frac{l}{s} \right)$$

Mivel ez a térfogatáram a járókerék geometriai méreteivel és a fordulatszámmal egyértelmű összefüggésben van kiszámítható a kilépő lapátszög értéke:

$$\beta_2 = \arctg \left[\frac{\dot{V}_{e\max}}{u_2 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2} \right] = \arctg \left[\frac{209,2 \cdot 10^{-3}}{21,11 \cdot 0,28 \cdot \pi \cdot 0,03} \right] = 20,59^\circ$$

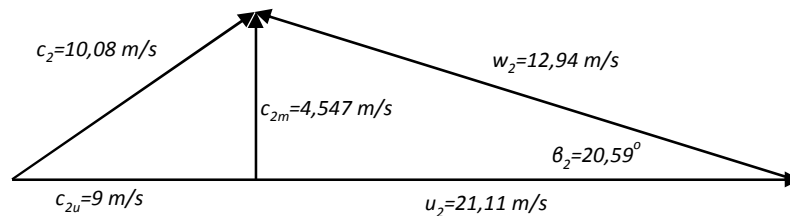
A méretezési pontban adott térfogatáram lehetővé teszi a kilépő meridián sebesség kiszámítását

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}}{\eta_v \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2} = \frac{96 \cdot 10^{-3}}{0,8 \cdot 0,28 \cdot \pi \cdot 0,03} = 4,547 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$c_{2u} = \frac{H_{e\infty} \cdot g}{u_2} = \frac{19 \cdot g}{21,11} = 9 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$w_2 = \frac{u_2 - c_{2u}}{\cos \beta_2} = \frac{21,11 - 9}{\cos 20,59} = 12,94 \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2m}^2} = \sqrt{9^2 + 4,547^2} = 10,08 \left(\frac{m}{s} \right)$$



XXX. feladat

Egy vizet szállító áramlástani szivattyú jelleggörbéje a $15 - 62 \text{ m}^3/\text{h}$ térfogatáram tartományban értelmezett. Ezen térfogatáramokhoz tartozó szállítómagasság értékek, rendre 23, ill. 11 m. Határozza meg, hogy milyen két szélső érték között fog változni a szivattyú járókerék hasznos teljesítménye, ha az eredeti 2880 ford/min fordulatszámot a felére csökkentjük!

Megoldás

A feladat megoldásához az affinitási törvényt kell felhasználni.

A fordulatszám felére csökkentésével a legkisebb és a legnagyobb térfogatáram megfelelődik, az ezekhez tartozó szállítómagasságok pedig az eredeti értékek negyedére csökkennek. Tehát az új fordulatszámon a jelleggörbe két szélső pontjának koordinátái:

$$(7,5 \text{ m}^3/\text{h}; 5,75 \text{ m}) \text{ ill. } (31 \text{ m}^3/\text{h}; 2,75 \text{ m})$$

Ezekkel az értékekkel a teljesítmény minimuma 119,8 W, maximuma pedig 236,8 W.

XXXI. feladat

Egy szivattyú járókerékhez geometriailag tökéletesen hasonló, annál 1,3-szer nagyobb külső átmérőjű járókereket készítünk. Határozzuk meg, hogy hányszor lesz várhatóan nagyobb az új járókerék normálpontjában a térfogatáram és a szállítómagasság, ha a fordulatszámot azonos értéken tartjuk!

Megoldás

Tekintettel arra, hogy a járókerék térfogatárama a lineáris méretek harmadik hatványával arányos, így az új járókerék normálpontjában a térfogatáram várhatóan $1,3^3$, azaz kb. 2,2-szer lesz nagyobb az eredeti értéknél.

Mivel a jellemző fordulatszám és a tényleges fordulatszám is azonos, írható, hogy

$$\dot{V}_x^{\frac{1}{2}} \cdot H^{-\frac{3}{4}} = (1,3^3 \cdot \dot{V})^{\frac{1}{2}} \cdot H_x^{-\frac{3}{4}}$$

ahonnan

$$\frac{H_x}{H} = 1,3^2 \approx 1,7$$

XXXII. feladat

Egy szivattyú járókerék normálpontjának paraméterei a következők: $27,5 \text{ m}^3/\text{h}$; 36 m . Határozzuk meg a szivattyú járókerékhez geometriailag tökéletesen hasonló, annál 1,6-szer nagyobb külső átmérőjű járókerék normálpontjában történő üzemeltetés során a felvett teljesítmény nagyságát, ha feltesszük, hogy a hatásfok 61 %, és a fordulatszám 22%-al csökken.

Megoldás

Tekintettel arra, hogy a járókerék térfogatárama a lineáris méretek harmadik hatványával arányos, így az új járókerék normálpontjában a térfogatáram várhatóan $1,6^3$, azaz kb. 4,096-szor lesz nagyobb az eredeti értéknél. A szállítomagasság a lineáris méret második hatványával arányos, azaz az új normálpontban 2,56-szor lesz nagyobb.

Az új járókerék normálpontjában, az eredetivel megegyező fordulatszám esetén tehát a koordináták: $112,64 \text{ m}^3/\text{h}$; $92,16 \text{ m}$.

A fordulatszám csökkentése esetén a normálpont elméletileg a megfelelő affin parabolán mozdul el, azaz a térfogatáram az előbb meghatározottnak 78 %-a lesz, tehát $87,86 \text{ m}^3/\text{h}$, a szállítomagasság pedig kb. $56,1 \text{ m}$ lesz.

A keresett teljesítmény:

$$P_{\sigma} = \frac{P_h}{\eta_{sz}} = \frac{H \cdot V \cdot \rho \cdot g}{\eta_{sz}} = \frac{56,1 \cdot 87,86 \cdot 10^3 \cdot g}{3600 \cdot 0,61} = 22445 \text{ (W)}$$

VENTILÁTOROK

XXXIII. feladat

Mekkora teljesítmény szükséges annak a ventilátornak a hajtásához, mely egy olyan zárt térbe szállít levegőt, ahol a nyomás 16 v.o.mm-el nagyobb a környezeti nyomásnál? A ventilátor 600x600 mm méretű nyomócsövében a levegő sebessége 16 m/sec. A szívó- és a nyomócső hosszát tekintse elhanyagolhatónak! A levegő sűrűsége kb. 1,2 kg/m³, a ventilátor összhatásfoka 60%.

Megoldás

A helyiségben uralkodó túlnyomás a ventilátor statikus nyomáskülönbsége.

A ventilátor nyomócsövében ismert a sebesség, mely a dinamikus nyomás kiszámítását teszi lehetővé:

$$p_{2din} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho = \frac{16^2}{2} \cdot 1,2 = 153,6 \text{ Pa}$$

Így az össznyomás-növekedés: $\Delta p_{\delta} = \Delta p_{st} + p_{2din} = 16 \cdot 10 + 153,6 = 313,6 \text{ Pa}$

Figyelem: ne feledjük, hogy 1 v.o.mm = 10 Pa.

A ventilátor teljesítményszükségletének kiszámításához szükségünk van a térfogatáramra:

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot c_2 = 0,6 \cdot 0,6 \cdot 16 = 5,76 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Így a teljesítményszükséglet: $P_{vent} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{\delta}}{\eta_{vent}} = \frac{5,76 \cdot 313,6}{0,6} \approx 3010 \text{ W} \approx 3 \text{ kW}$

XXXIV. feladat

Egy ventilátor szívócsövében a depresszió 23 v.o.mm. A ventilátor nyomócsövében az össznyomás a környezeti nyomásnál 5,81 v.o.mm-el nagyobb. Határozzuk meg a ventilátor teljesítményfelvételét, ha a hatásfok kb. 65%, a szívócső 800 mm átmérőjű és a nyomócső 1000x1000 mm-es! A levegő sűrűsége legyen 1,15 kg/m³. Mekkora a túlnyomás mértéke a szellőztetett térben?

Megoldás

A szívócsőben a depresszió a levegő sebességével számítható dinamikus nyomás értékével egyezik meg, tehát a szívócsőben uralkodó sebesség számítható ki:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{1din}}{\rho_{lev}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 23 \cdot 10}{1,15}} = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

A nyomócsőben az áramlási sebesség a kontinuitás törvénye segítségével számítható ki:

$$c_2 = \frac{c_1 \cdot A_1}{A_2} = \frac{20 \cdot \frac{0,8^2 \cdot \pi}{4}}{1 \cdot 1} \approx 10,05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ezzel a dinamikus nyomás a nyomócsőben: $p_{2din} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho = \frac{10,05^2}{2} \cdot 1,15 = 58,08 \text{ Pa}$

Tekintettel arra, hogy ez éppen megegyezik a túlnyomás értékével, így kiegyenlített szellőztetésről van szó, hiszen abban a térben, ahová a ventilátor levegőt szállít a nyomás gyakorlatilag éppen egyenlő a környezeti nyomással.

Az össznyomás-növekedés ilyen esetben éppen a p_{2din} nyomással egyezik meg, hiszen a statikus nyomásnövekedés zérus.

A teljesítményszükséglet:
$$P_{vent} = \frac{\Delta p_o \cdot \dot{V}}{\eta_{vent}} = \frac{58,08 \cdot 10,05}{0,65} = 898 \text{ W}$$

XXXV. feladat

Egy centrifugál ventilátor adatai a következők:

- a járókerék kilépő kerületi sebessége: 30 m/s
- a fordulatszám: 2880 f/min
- a lapát áttételi szám: 0,7
- a perdület apadási tényező: 0,82
- a hidraulikai hatások: 0,85

A csatlakozó csővezeték adatai a következők:

- max. áramlási sebesség: 5 m/s
- statikus nyomáskülönbség: 4,2 v.o.mm
- a teljes hossz: 345 m
- a szerelvények ellenállás tényezőinek összege: 5
- a levegő kinematikai viszkozitása: $2,37 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- a levegő sűrűsége: $0,96 \text{ kg/m}^3$

Határozza meg a ventilátorhoz csatlakozó derékszögű légcsatorna keresztmetszetének függőleges méretét, ha a szélessége 40 cm!

Megoldás

Perdület mentes belépés esetén az elméleti végtelen szállító magasság:

$$H_{\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2}{g} = \frac{\xi \cdot u_2^2}{g} = \frac{0,7 \cdot 30^2}{g} = 63 \text{ (m)}$$

Az összefüggésben ξ az ún. lapát áttételi szám (röviden áttételi szám), mely a kilépő sebességi háromszögben megmutatja, hogy a kilépő abszolút sebesség a kilépő kerületi sebességnek hányad része.

Figyelemmel a hidraulikai hatásokra és a perdület apadási tényezőre

$$H = \lambda \cdot \eta_h \cdot H_{\infty} = 0,82 \cdot 0,85 \cdot 63 \approx 44 \text{ (m)}$$

Ebből az össznyomás-növekedés:
$$\Delta p_o = H \cdot \rho \cdot g = 418 \text{ (Pa)}$$

A csővezetékben érvényes sebességből kiszámítható a nyomásvesztés. Ehhez azonban előbb meg kell határozni a csővezetékre jellemző csősúrlódási tényezőt.

Az áramlásra jellemző Reynolds-szám:
$$Re = \frac{c \cdot d}{\nu}$$

Mivel az átmérő nem ismert ezért a csősúrlódási tényező konkrét értéke nem határozható meg, csak az átmérő függvényében fejezhető ki:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0,3164 \cdot \sqrt[4]{\frac{v}{c}}}{d_e^{0,25}}$$

Az összefüggés felírásánál feltételeztük, hogy a csővezeték hidraulikailag sima és így a Blasius-összefüggés használható. Ezt később le kell ellenőriznünk!

$$\Delta p' = \lambda \cdot \frac{\sum l}{d_e} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho + (\sum \xi + 1) \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = \left[\frac{0,3164 \cdot \sqrt[4]{\frac{v}{c}}}{d_e^{1,25}} \cdot \sum l + \sum \xi + 1 \right] \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho$$

A nyomásvesztés és a kilépési veszteség összege éppen egyenlő kell legyen az össznyomás-növekedésből a statikus nyomásnövekedés levonása után megmaradt résszel.

A statikus nyomásnövekedés:

$$\Delta p_{st} = H_{st} \cdot \rho \cdot g = 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot g = 42 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p' = \Delta p_{\delta} - \Delta p_{st} = 418 - 42 = \left[\frac{0,3164 \cdot \sqrt[4]{\frac{2,37 \cdot 10^{-5}}{5}}}{d_e^{1,25}} \cdot 345 + 5 + 1 \right] \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 0,96$$

$$\Delta p' = 376 = \left[\frac{5,1}{d_e^{1,25}} + 6 \right] \cdot 12$$

$$d_e = \left[\frac{5,1}{\frac{376}{12} - 6} \right]^{\frac{1}{1,25}} \approx 0,277 \text{ (m)}$$

Mivel az egyenértékű átmérő a megadott szélességi méretekkel:

$$d_e = 0,277 = 4 \cdot \frac{A}{K} = 4 \cdot \frac{0,4 \cdot m}{2 \cdot (m + 0,4)}$$

Ebből a légcatorna keresett magassági mérete kb. 21,2 cm.

XXXVI. feladat

Egy zárt térben a nyomás 55 Pa-al kisebb, mint a környezeti nyomás. A zárt térből levegőt elszívó ventilátoron végzett mérések szerint ekkor az össznyomás-növekedés 324 Pa, a meghajtó villamos motor teljesítményfelvétele 1,85 kW. Határozzuk meg a ventilátorból és a motorból álló gépcsoport eredő hatásfokát és a ventilátor által óránként szállított levegő térfogatát, ha tudjuk, hogy a ventilátor kilépő keresztmetszete 380x380 mm bel méretű! A levegő sűrűsége kb. 1,12 kg/m³.

Megoldás

A megadott 324 Pa-ból levonva a depresszió értékét megkapjuk a ventilátor nyomócsonkjában érvényes dinamikus nyomás értékét:

$$p_{2d} = \Delta p_{\delta} - \Delta p_{st} = 324 - 55 = 269 \text{ (Pa)}$$

A dinamikus nyomás összefüggéséből kiszámítható a nyomócsonkban uralkodó átlagos sebesség:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{2d}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 269}{1,12}} = 21,92 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Mivel ismerjük a kilépő-keresztmetszetet, a térfogatáram:

$$\dot{V} = c_2 \cdot A = 21,92 \cdot 0,38 \cdot 0,38 = 3,17 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

azaz $11412 \text{ m}^3/\text{h}$.

A ventilátor-motor gépcsoport hasznos teljesítménye az össznyomás-növekedésből és a térfogatáramból számítható ki és bizonyára kisebb, mint az összes felvett teljesítmény. A kettő hányadosa a keresett eredő hatásfok:

$$\eta = \frac{P_h}{P_\delta} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_\delta}{P_\delta} = \frac{3,17 \cdot 324}{1,85 \cdot 10^3} = 0,55$$

Tehát az eredő hatásfok 55%.

XXXVII. feladat

Egy ventilátor szívócsonkjának belső átmérője 200 mm , nyomócsonkjának bel mérete pedig $150 \times 250 \text{ mm}$. A ventilátor szívócsonkjában a depresszió 75 Pa . Határozzuk meg a ventilátor hasznos teljesítményét, ha tudjuk, hogy az 36 Pa túlnyomással valósítja meg a szellőztetést! A levegő sűrűsége $1,21 \text{ kg/m}^3$.

Megoldás

A szívócsőben a depresszió és a szívócső méretének ismeretében kiszámítható a szívócsőben uralkodó átlagos sebesség:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{1d}}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 75}{1,21}} = 11,1 \left(\frac{m}{s} \right)$$

A térfogatáram ezzel:

$$\dot{V} = c_1 \cdot A_1 = 11,1 \cdot \frac{0,2^2 \cdot \pi}{4} \approx 0,35 \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

Az össznyomás-növekedéshez ki kell számítani a nyomócsőben uralkodó dinamikus nyomást, melyhez előbb az itt érvényes átlagos sebességre van szükségünk:

$$c_2 = \frac{\dot{V}}{A_2} = \frac{0,35}{0,15 \cdot 0,25} = 9,33 \left(\frac{m}{s} \right)$$

amivel a dinamikus nyomás

$$p_{2d} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho = \frac{9,33^2}{2} \cdot 1,21 \approx 53 \text{ (Pa)}$$

Az össznyomás-növekedés pedig:

$$\Delta p_\delta = \Delta p_{st} + p_{2d} = 36 + 53 = 89 \text{ (Pa)}$$

Ezzel pedig a hasznos teljesítmény:

$$P_h = \Delta p_\delta \cdot \dot{V} = 89 \cdot 0,35 = 31 \text{ (W)}$$

XXXVIII. feladat

Egy ventilátor két olyan helyiség között szállít levegőt, melyekben a nyomás azonos. A levegő térfogatárama percenként 100 m^3 . A ventilátor nyomócsönkje $400 \times 400 \text{ mm}$ belső méretű. Mekkora a ventilátor teljesítményszüksége, ha a becsült hatásfoka 56%? A levegő sűrűsége $1,05 \text{ kg/m}^3$.

Megoldás

A két helyiség azonos nyomása miatt az össznyomás-növekedés éppen a nyomócsőben jelentkező dinamikus nyomással egyenlő. Ki kell tehát előbb számítanunk a nyomócsőben uralkodó átlagos áramlási sebességet:

$$c_2 = \frac{\dot{V}}{A_2} = \frac{100}{60 \cdot 0,4 \cdot 0,4} = 10,4 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Amivel az össznyomás-növekedés:

$$\Delta p_{\dot{o}} = p_{2d} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho = \frac{10,4^2}{2} \cdot 1,05 \text{ (Pa)}$$

A ventilátor teljesítményszüksége:

$$P_{\dot{o}} = \frac{P_h}{\eta} = \frac{\Delta p_{\dot{o}} \cdot \dot{V}}{\eta} = \frac{56,8 \cdot 100}{60 \cdot 0,56} = 169 \text{ (W)}$$

XXXIX. feladat

Mekkora teljesítmény szükséges annak a ventilátornak a hajtáshoz, mely egy olyan helyiségbe szállít levegőt, ahol a nyomás 16 v.o.mm -el nagyobb a környezetinél? A ventilátor $600 \times 600 \text{ mm}$ méretű nyomócsövében a levegő sebessége 16 m/sec . A szívó- és a nyomócső hosszát tekintse elhanyagolhatónak! A levegő sűrűsége kb. $1,2 \text{ kg/m}^3$, a ventilátor összhatófoka 60%.

Megoldás

A helyiségben uralkodó túlnyomás a ventilátor statikus nyomáskülönbsége.

A ventilátor nyomócsövében ismert a sebesség, mely a dinamikus nyomás kiszámítását teszi lehetővé:

$$p_{2din} = \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho = \frac{16^2}{2} \cdot 1,2 = 153,6 \text{ (Pa)}$$

Így az össznyomás-növekedés:

$$\Delta p_{\dot{o}} = \Delta p_{st} + p_{2din} = 16 \cdot 10 + 153,6 = 313,6 \text{ (Pa)}$$

Figyelem: ne feledjük, hogy 1 v.o.mm az 1 mm magas vízoszlop nyomásával egyenértékű nyomás, tehát $h \cdot \rho \cdot g = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot g \approx 10 \text{ (Pa)}$.

A ventilátor teljesítményszükségletének kiszámításához szükségünk van a térfogatáramra:

$$\dot{V} = a \cdot b \cdot c_2 = 0,6 \cdot 0,6 \cdot 16 = 5,76 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

$$\text{Így a teljesítményszükséglet: } P_{\dot{o}} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_{\dot{o}}}{\eta_{vent}} = \frac{5,76 \cdot 313,6}{0,6} \approx 3010 \text{ W} \approx 3 \text{ (kW)}$$