

## Áramlástanai gépek: Ventilátorok

**Dr. Marschall József**

### **1. Ventilátorok**

#### **1.1. Bevezetés**

A ventilátorok olyan áramlástechnikai gépek, amelyek légnemű közeget -legtöbbször levegőt- egy kisebb nyomású térből egy nagyobb nyomású térbe szállítanak, A szállítás során a közeg sebessége is megváltozhat. A ventilátorok a forgástengelyen bevitt mechanikai teljesítményt alakítják át -a térfogatáram és nyomásnövekedés szorzatával jellemezhető- áramlási teljesítménnyé. A gép nagyságát az adott feladattól függően, számos egyéb jellemzője, típusa, kivitele, mérete, fordulatszáma határozza meg.

A gépen történő átáramlás során a közeget összenyomhatatlannak tekinthetjük, így a szállított közeg sűrűsége, hőmérséklete gyakorlatilag változatlan marad.

A nyomásnövekedés szerint megkülönböztethetünk:

- kis nyomásnövekedést (kb.1000 [Pa]-ig),
- közepes nyomásnövekedést (kb.5000[Pa]-ig), és
- nagy nyomásnövekedést( 5000[Pa] fölött)

előállító ventilátorokat, de a nyomásviszony, azaz a nyomó- és szívóoldalon mért nyomások hányadosa általában kisebb, mint 1,2.

Szerkezeti felépítés és a légszállítás módja szerint megkülönböztetünk :

- Radiális ventilátort (1. ábra)

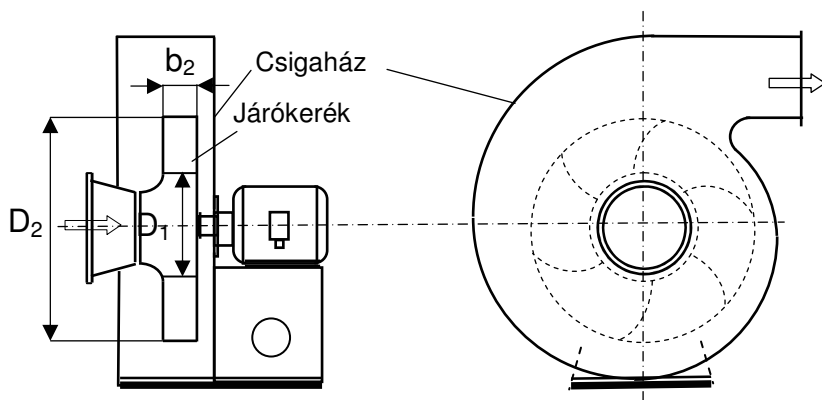
Az átáramló közeg a járókerékbe a forgástengellyel párhuzamos lép be, és arra merőlegesen lép ki. A járókerékből kilépő közeget a csigaház gyűjti össze, és juttatja a nyomócsonkba, ahonnan a forgástengelyre merőlegesen áramlik ki.

- Axiális ventilátort (2.ábra)

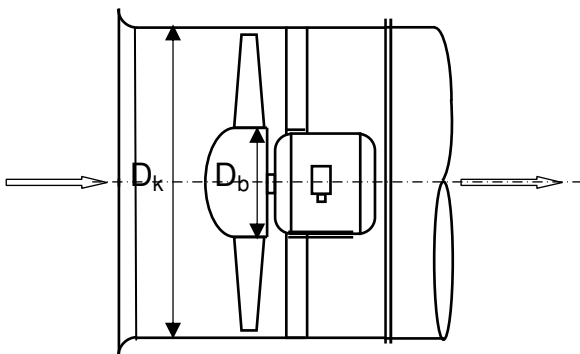
A járókerékbe a közeg a tengellyel párhuzamosan lép be, és ki. A járókeréken egyenletes osztásban szárnylapátok helyezkednek el, a járókerék elé előterelő, mögé utóterelő lapátrácsot helyezhetünk el. A ventilátor háza hengeres burkolatú.

- Keresztáramú ventilátort (3. ábra)

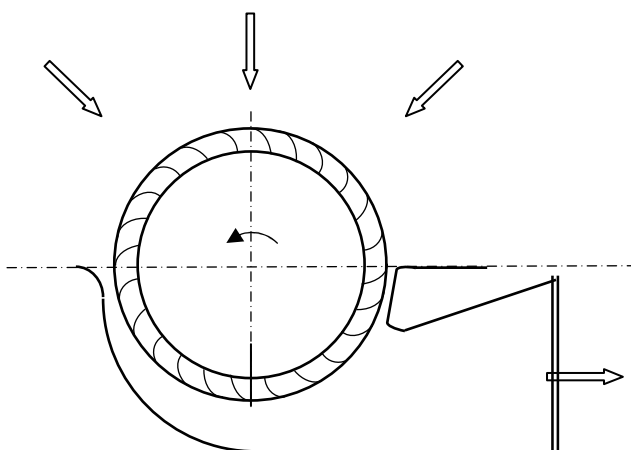
Az átáramlás a forgástengelyt magába foglaló síkra merőleges, így a járókerék területén "kétszer" áramlik át a közeg.



1. ábra. Radiális ventilátor



2. ábra. Axiális ventilátor



3. ábra. Keresztáramú ventilátor

Külön csoportba sorolhatók a félaxiális átömlésű ventilátorok, ahol a közeg a forgástengellyel párhuzamosan érkezik a járókerékre, és azt a tengellyel szöget bezárva hagyja el.

## 1.2. A ventilátorok áramlástanai jellemzői

A ventilátoroknál a szívó- és nyomótér közötti kapcsolat a járókeréken keresztül jön létre. A két tér közötti nyomáskülönbséget a járókerék létesítette áramlás tartja fenn. Ezeket a gépeket áramlástechnikai elven működő gépeknek nevezzük, leírásukra az Euler egyenlet szolgál. A járókerék lapát kilépő éle (2-es index), és belépő éle (1-es index) között a veszteségmentes (ideális) össznyomásnövekedést:

$$\Delta p_{\text{öid}} = \rho (c_{2u}u_2 - c_{1u}u_1) \quad [\text{Pa}]$$

alakban írhatjuk föl, ahol  $c_{2u}$ ,  $c_{1u}$  az abszolút sebességek  $c_1, c_2$  kerületi összetevői,  $u_1$  és  $u_2$  kerületi sebességek m/s-ban,  $\rho$  a közeg sűrűsége kg/m<sup>3</sup>-ben.

Azonos eredményre jutunk a relatív rendszerben a járókerék mögötti és előtti pontra fölírt Bernoulli egyenlettel is.

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) + \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad [\text{Pa}]$$

ahol,  $w_1, w_2$  [m/s]-ban a relatív sebességek a járókerék előtt és mögött.

Ha az így kapott statikus nyomások különbségét kiegészítjük a felírt pontokhoz tartozó abszolút sebességből számított dinamikus nyomások különbségével, akkor a nyomásnövekedésre az Euler egyenlettel tartalmilag azonos, de formailag más alakot kapunk:

A járókerékbe történő belépést a hozzááramlási viszonyok szabják meg, amelyek az esetek többségében perdületmentes, azaz az abszolút sebesség a kerületi sebességre merőleges ( $c_{1u}=0$ ), így az össznyomás növekedésre kapott összefüggések egyszerűsödnek.

A ventilátorok térfogatáramát radiális gépeknél a

$$q = D_2 \Pi b_2 c_{2r} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

szorzat szolgáltatja, ahol a járókerék lapát kilépő éléhez tartozó hengerfelületre  $D_2 \Pi b_2$  [m<sup>2</sup>], ( $D_2$  [m] a kerék átmérője,  $b_2$  [m] pedig a szélessége) merőleges sebesség  $c_{2r}$  [m/s]-ban.

Az axiális gépeknél az átáramló felület a  $D_b$  és a  $D_k$  átmérők által meghatározott gyűrűkeresztmetszet ( $A_{gy}$  [ $m^2$ ]) és a rá merőleges axiális sebesség ( $c_{ax}$  [ $m/s$ ]) szorzata a térfogatáram:

$$q = A_{gy} c_{ax} \quad [m^3/s]$$

A ventilátor hasznos teljesítményét az időegységre vonatkoztatott, a szívó- és nyomóoldalon a nyomáskülönbségek ellenében végzett munka és a mozgási energiák változására fordított teljesítmény összege szolgáltatja:

$$P_h = q(p_{ny} - p_{sz}) + q \frac{\rho}{2} (c_{ny}^2 - c_{sz}^2) \quad [W]$$

ahol  $p_{ny}$ ,  $p_{sz}$  [Pa] a statikus nyomások  $c_{ny}$ ,  $c_{sz}$  [m/s] átlagsebesség a nyomó- és szívócsonkban.

Az összefüggést átrendezve:

$$P_h = q \left( (p_{ny} + \frac{\rho}{2} c_{ny}^2) - (p_{sz} + \frac{\rho}{2} c_{sz}^2) \right) \quad [W]$$

A zárójelen belül a szívó- és nyomócsonkban az össznyomások különbsége

$\Delta p_{\delta} = p_{ny\delta} - p_{sz\delta}$  jelenik meg, azaz a hasznos teljesítmény röviden így is írható:

$$P_h = q \Delta p_{\delta} \quad [W]$$

A ventilátor tehát adott térfogatáram mellett a közeg össznyomását növeli.

A ventilátorok nyomócsonkján a mozgási energia sok esetben, pl. szabad fúvás esetén, nem minősül hasznosnak. Az ilyen esetekben mint kilépési veszteséget kezelve pl. diffuzor alkalmazásával csökkenthető, de üzemi szempontból, a hasznos teljesítmény számításánál, a nyomócsonkbeli statikus nyomást vehetjük számításba. Az üzem gazdaságosságának megítéléséhez a ventilátor statikus nyomásnövekedését a nyomóoldali statikus és a szívóoldali össznyomás különbségeként határozhatjuk meg:

$\Delta p_{st} = p_{ny} - p_{sz\delta}$  [Pa], vagy átalakítva

$$\Delta p_{st} = \Delta p_{\delta} - \frac{\rho}{2} c_{ny}^2 \quad [Pa]$$

A hasznos teljesítménynél a tengelyen bevitt teljesítmény ( $P$ [W]), az átáramlás során a veszteségek fedezésére fordított résszel nagyobb, amit a ventilátor összhatásfokával veszünk figyelembe:

$$\eta_{\delta} = \frac{P_h}{P}$$

A ventilátorok összhatásfokát három tényezőre bonthatjuk. A hidraulikai hatásfok a valóságos és az ideális össznyomásnövekedés viszonya  $\eta_h = \Delta p_{\delta} / \Delta p_{\delta id}$ , a

volumetrikus hatásfok a ventilátorba beáramló, és a járókeréken áthaladó térfogatáramok hányadosa  $\eta_v = q/q_{\text{járókerék}}$ , ami a csigaházban kis nyomásesések miatt közel egy. Harmadik összetevő a hajtás mechanikai veszteségével összefüggő mechanikai hatásfok  $\eta_m$ , ami motortengelyre ékelt járókerekeknél egy.

A ventilátor hajtásához szükséges teljesítmény tehát:

$$P = \frac{q\Delta p_{\delta}}{\eta_{\delta}} = \frac{q\Delta p_{\delta}}{\eta_h \eta_v \eta_m} \quad [\text{W}]$$

Ha  $\eta_m$  és  $\eta_v$  közel egy, akkor  $\Delta p_{\delta id} \cong \Delta p_{\delta} / \eta_h$ , így a tengelyteljesítmény  $P \cong q\Delta p_{\delta id}$  alakban is fölírható.

A térfogatáramhoz ( $q$ ) tartozó nyomásnövekedést ( $\Delta p_{\delta}$ ,  $\Delta p_{st}$ ) és teljesítményt ( $P$ ), vagy hatásfokot ( $\eta_{\delta}$ ) ábrázolva - a fordulatszámot és a sűrűséget állandó értéken tartva - a gép jelleggörbéjét kapjuk (4.ábra). A ventilátor névleges mennyisége és össznyomás különbsége a legjobb hatásfokú ponthoz tartozik. Erre a pontra kell illeszteni a terhelést is.

Az összetartozó értékeket  $\Delta p_{\delta} = f(q)$ ,  $\Delta p_{st} = f(q)$ ,  $\eta_{\delta} = f(q)$  kapcsolatot mérésel határozhatjuk meg, az elrendezési vázlatok az 5., 6., 7. ábrán láthatók. Az ábrákon a ventilátorhoz csatlakozó csővezetékben a nyomásesését is fölrajzoltuk.

A statikus nyomásokat a barometrikus nyomáshoz ( $p_o$ ) képest mérjük, így a szívóoldalon  $\Delta p_{sz} = p_o - p_{szst}$  [Pa], a nyomóoldalon  $\Delta p_{ny} = p_{nyst} - p_o$  [Pa], a nyomásmérő műszerről leolvasható érték. A térfogatáramot a szabványos előírásoknak megfelelően (mérőperemmel, Venturi-csővel, pontonkénti sebességméréssel, stb.) határozhatjuk meg. A térfogatáramból a nyomásmérés helyén a keresztmetszet ismeretében az átlagsebességet, amelyből a szívó-és nyomóoldali dinamikus nyomásokat számolhatjuk:

$$p_{szd} = \frac{\rho}{2} c_{sz}^2 \quad [\text{Pa}]; \quad p_{nyd} = \frac{\rho}{2} c_{ny}^2 \quad [\text{Pa}]$$

A ventilátor üzemeltetésekor a csővezeték viszonylagos helyzetétől függően tehát a következő elrendezések lehetségesek:

a./ A ventilátor a szabadból szív, csak a nyomóoldalához csatlakozik csővezeték (5. ábra).

Össznyomásnövekedés:  $\Delta p_{\delta} = \Delta p_{ny} + p_{nyd}$  [Pa]

Statikus nyomásnövekedés:  $\Delta p_{st} = \Delta p_{ny}$  [Pa], ami a manométerről közvetlenül leolvasható.

A szabadból szívó ventilátoroknál a szívóoldali össznyomás a barometrikus nyomással egyező, mert a szívóoldali veszteség többnyire elhanyagolható.

b./A ventilátor szabadba szállít, csak a szívócsonkjához csatlakozik csővezeték (6. ábra)

Össznyomásnövekedés:  $\Delta p_{\bar{o}} = \Delta p_{sz} + p_{nyd} - p_{szd}$  [Pa]

Statikus nyomásnövekedés:  $\Delta p_{st} = \Delta p_{sz} - p_{szd}$  [Pa]

A nyomóoldalon a statikus nyomás a barometrikus nyomással egyezik.

c./ A ventilátorhoz szívó- és nyomóoldalon is csővezeték csatlakozik (7. ábra)

Össznyomásnövekedés:  $\Delta p_{\bar{o}} = \Delta p_{sz} + \Delta p_{ny} + p_{nyd} - p_{szd}$  [Pa]

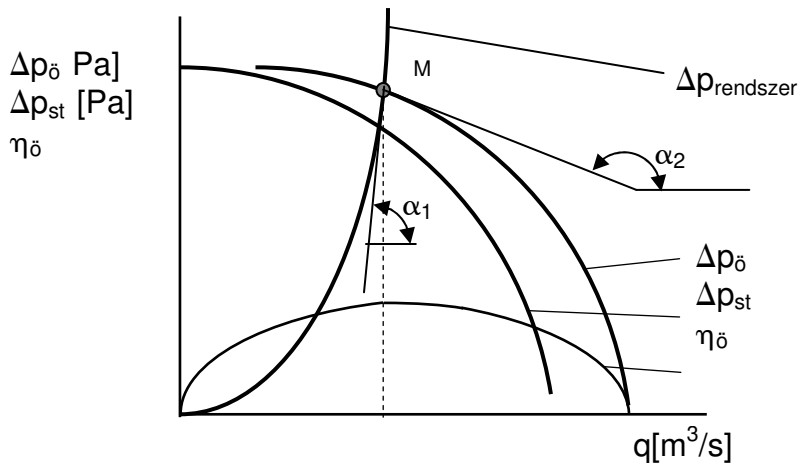
Statikus nyomásnövekedés:  $\Delta p_{st} = \Delta p_{sz} + \Delta p_{ny} - p_{szd}$  [Pa]

Ha a szívó- és nyomóoldali keresztmetszetek azonosak (pl. csővezetékbe épített axiális ventilátor), akkor a b./ és c./ elrendezésben  $p_{nyd} = p_{szd}$ , így az össznyomásnövekedés a nyomásmérő eszközökről közvetlenül leolvasható. Ha a ventilátor szabadból szív és szabadba szállít (pl. a fali axiális ventilátor), akkor

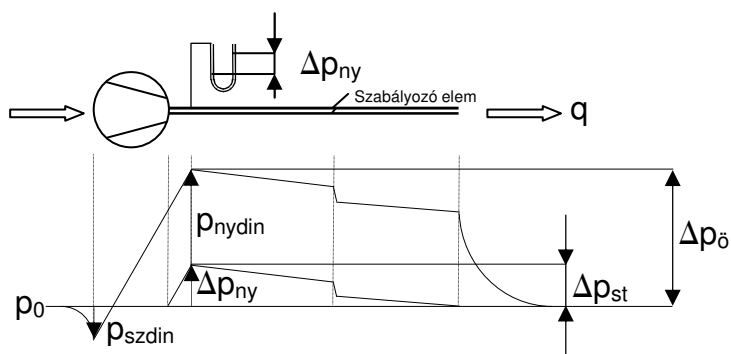
$\Delta p_{\bar{o}} = p_{nyd}$  [Pa] és  $\Delta p_{st} = 0$ .

A teljesítmény-felvétel meghatározására laboratóriumban számos lehetőség kínálkozik (mérlegmotor, nyomaték mérő tengely, stb), míg üzemi körülmények között legtöbbször a hálózatból fölvetett teljesítmény meghatározására van mód.

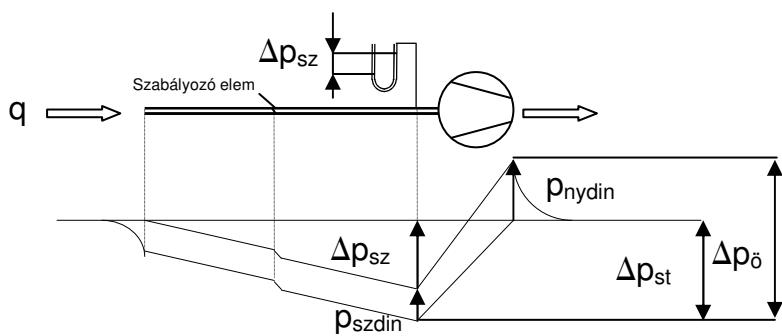
A jelleggörbe pontjait a csővezetékbe épített fojtóelemmel állíthatjuk be.



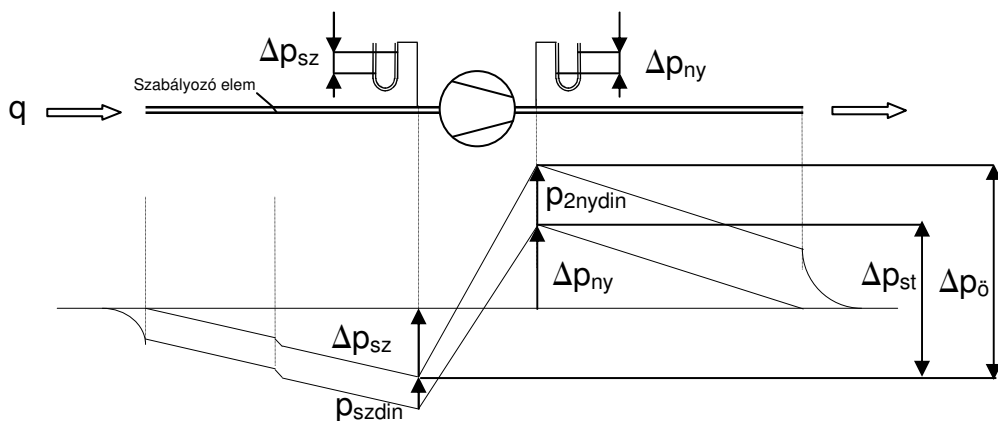
4. ábra Ventilátor jelleggörbéi



5. ábra. Szabadból szívó ventilátor mérési elrendezésének vázlata



6. ábra. Szabadba szállító ventilátor mérési elrendezésének vázlata



7. ábra. Csőből-csőbe szállító ventilátor mérési elrendezésének vázlata

## Dimenziótlan jellemzők, típusdiagram

Geometriailag hasonló, de különböző méretű, és fordulatszámú gépek, a közeg sűrűségétől és viszkozitásától függően, azonos dimenziótlan számokkal jellemezhetők. A dimenziótlantáshoz a járókerékre jellemző méretet és fordulatszámát használjuk föl.

$$\text{Mennyiségi szám: } \varphi = \frac{q}{Au_k},$$

$$\text{Nyomásszám: } \psi_{\delta} = \frac{\Delta p_{\delta}}{\frac{\rho}{2} u_k^2}, \quad \psi_{st} = \frac{\Delta p_{st}}{\frac{\rho}{2} u_k^2}$$

$$\text{Teljesítményszám: } \lambda = \frac{P}{\frac{\rho}{2} u_k^3 A}, \text{ vagy a dinemziótlan számokkal és az } \eta_{\delta} \text{ hatásfokkal}$$

$$\lambda = \frac{\Psi_{\delta} \varphi}{\eta_{\delta}}$$

Az összefüggésekben  $A[m^2]$  a jellemző felület radiális gépeknél a járókerék hátlap

felülete  $A = \frac{D_2^2 \Pi}{4}$  axiális gépeknél a gyűrűkeresztmetszet  $A = \frac{(D_k^2 - D_b^2)}{4} \Pi$  (1.,2.ábra),

$u_k[m/s]$  a járókerék legnagyobb kerületi sebessége (radiális gépeknél  $u_k = u_2$ ).

Áramlástechnikai szempontokból helyesen kialakított ventilátoroknál a  $Re$ -számtól függő veszteségek kicsik, így hatásától eltekintve, két geometriailag hasonló gépre azonos  $\psi$ ,  $\varphi$ ,  $\lambda$  értékeket számolhatunk. Az ilyen jellemzőkkel rendelkező gépeket egy típushoz tartozó ventilátoroknak nevezzük. A térfogatáram, nyomásnövekedés, teljesítmény-felvétel arányára a következő összefüggéseket írhatjuk föl, 1 és 2 indexszel jelölve a két gépet:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{D_2^3 n_2}{D_1^3 n_1}$$

$$\frac{\Delta p_{\delta 2}}{\Delta p_{\delta 1}} = \frac{\rho_2 D_2^2 n_2^2}{\rho_1 D_1^2 n_1^2}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2 D_2^5 n_2^3}{\rho_1 D_1^5 n_1^3}$$

Ezen kisminta törvények alapján lehetőség nyílik a üzemi jellemzők megváltoztatásának nyomon követésére. Ha pl. a térfogatáramot 10%-kal növelni akarom, azaz  $q_2 = 1,1q_1$ , változatlan fordulatszám és sűrűség mellett, akkor

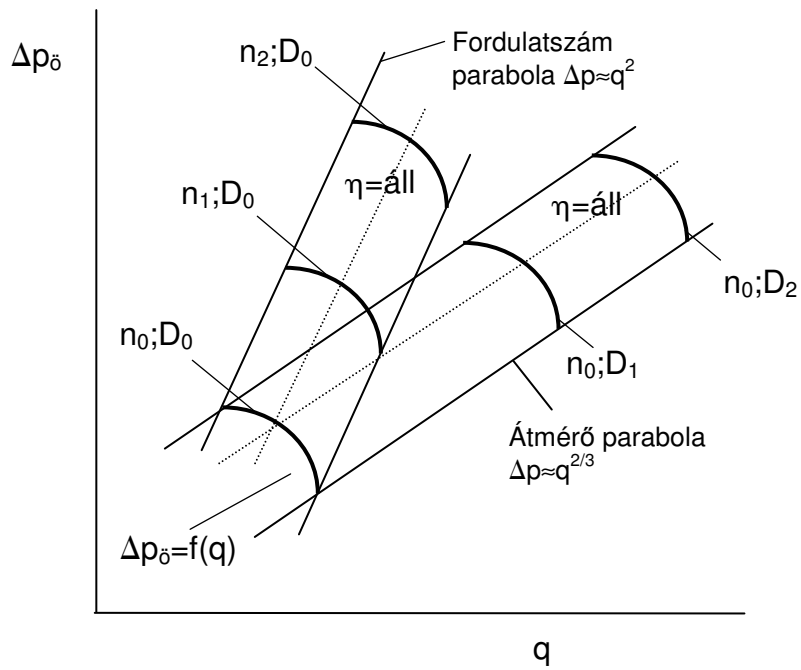


$D_2 = \sqrt[3]{1,1} \cdot D_1$  méretű gépre van szükségem, a teljesítmény pedig  $P_2 = (\sqrt[3]{1,1})^5 \cdot P_1$ 
  
 növekszik. Ugyanezt a térfogatáram növelést, változatlan méret és sűrűség mellett, a fordulatszám növeléssel kívánom megvalósítani, akkor  $n_2 = 1,1n_1$ -re, a teljesítmény  $P_2 = 1,1^3 \cdot P_1$ -re nő. A nagyobb nyomásnövekedést a fordulatszám megváltoztatása eredményezi. A fenti összefüggésekből az is kiolvasható, hogy a nyomásnövekedés és a teljesítmény-felvétel a sűrűséggel arányos, míg a térfogatáram nem. Meleg közeg (pl. füstgázt) szállítására tervezett ventilátorok hideg indításánál változatlan marad a térfogatáram, de a nyomásesés és teljesítmény-felvétel megnövekszik. Az igazi veszélyt természetesen az utóbbi jelenti.

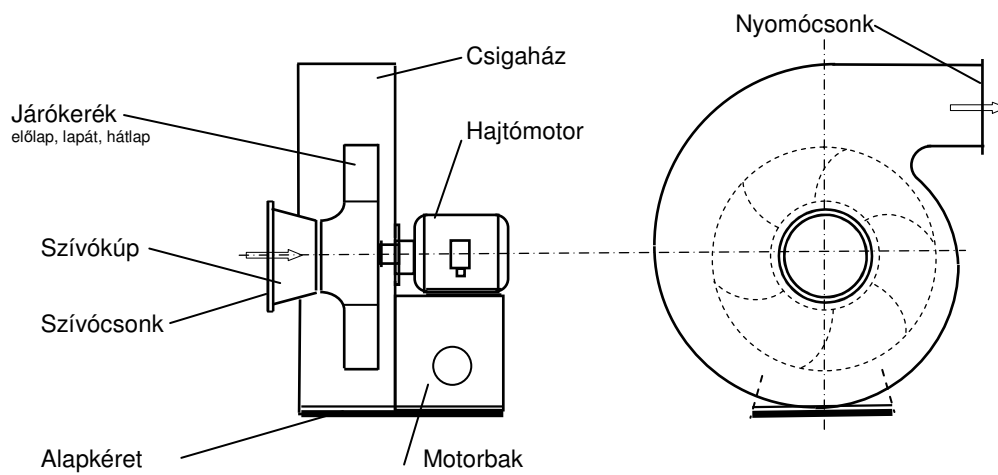
A kisminta törvények alkalmazásának megkönnyítésére, a megfelelő méretű és fordulatszámú gép kiválasztásához, a típusventilátorok jelleggörbéit közös, derékszögű, logaritmikus koordináta rendszerben ábrázolhatjuk (8.ábra).

A vízszintes tengelyre a térfogatáramot, a függőleges tengelyre a hozzátartozó nyomásnövekedést vesszük föl. Az így fölrajzolt jelleggörbék –állandó sűrűség esetén– különböző fordulatszám, méret esetén egybevágóak, pontjaik egyenes mentén tolhatók el.

Ha a fordulatszámot változtatjuk -a méretet nem,  $D$ =állandó - akkor a nyomásnövekedés és a térfogatáram közötti kapcsolat  $\Delta p_0 \cong Aq^2$  ( $A$  állandó), a logaritmikus síkon, a jelleggörbe pontok 2-es iránytangensű egyenesek mentén tolhatók el. Ha a méretet változtatjuk -a fordulatszámot nem,  $n$ =állandó- akkor a nyomásnövekedés és a térfogatáram között  $\Delta p_0 \cong Bq^{2/3}$  összefüggésre jutunk ( $B$  állandó), a logaritmikus síkon, a jelleggörbe pontok 2/3-os iránytangensű egyenesek mentén tolhatók el.. Természetesen a ventilátorok hatásfoka a fentiek szerint megszerkesztett egyeneseken állandók. Gyakran a függőleges tengelyre a  $\Delta p_0/\rho$  viszonyt viszik föl, így a típusdiagram a sűrűségtől független.



8. ábra. Ventilátorok típusdiagramjának szerkesztése



9. ábra. Radiális ventilátor felépítése

### 1.3.Radiális ventilátorok

A ventilátor felépítése, főbb részei a 9.ábrán láthatók. A radiális ventilátorok egy- vagy kétoldaltól szívó, nagy gépeknél esetenként szívótáskás kivitelben, osztatlan, vagy osztott csigaházzal készülnek. A ventilátorba a szívócsonkot követően a levegő a szívókúpon keresztül lép be, feladata az áramlás egyenletesebbé tétele a járókerék előtt. A szívókúp és a járókerék közötti rés helyes beállítása a hatásfokot javíthatja. A szívókúpon még a forgástengellyel közel párhuzamosan áramló -előperdítő rács esetén forgó- közeget a járókerék a tengelyre merőleges, vagy ahhoz közelálló forgásfelületbe tereli. A járókerék elő- és hátlapja között helyezkednek el a lapátok. Az elő- és hátlap leggyakrabban párhuzamos, de nagy térfogatáramot szállító gépeknél a lapátcsatornában a leválás veszélyének csökkentésére kúpos előlapot is alkalmaznak. Leggyakrabban a járókerekek hegesztett kivitelűek, lapátok ilyenkor ívelt lemezből készülnek. Profilos lapátokat többnyire a járókerekkel együtt öntik. A levegőt a csigaház gyűjti össze, és vezeti a nyomócsonkba. A nyomócsonkhoz diffúzor is csatlakozhat. Az esetek többségében a csigaházhoz hegesztik a ventilátor hajtásához szükséges tartószerkezetet is.

A levegő a lapát belépő éle közelében –előterelés hiányában – közel radiális irányból érkezik, és a lapátcsatornát elhagyva a radiális iránytól a kerületi sebesség irányába tér el. A belépő és kilépő abszolút sebességvektorok által bezárt szöget az eltérítés szögének nevezzük. A perdületmentes belépés esetén  $c_{1u}=0$ , akkor  $\Delta p_{oid} = \rho c_{2u} u_2$ , azaz nagy össznyomásnövekedéshez nagy kerületi sebesség és nagy  $c_{2u}$  azaz nagy eltérítés szükséges, az utóbbi a lapátok számától és alakjától függ.

Radiális ventilátoroknál lapátózástól függően megkülönböztetünk (x.10. ábra) :

a./ hátrahajló lapátózású kereket, ahol  $\beta_2 < 90^\circ$ , a lapát kilépő éle a forgásiránnyal ellentétes irányba hajlik.

b./, ahol  $\beta_2 > 90^\circ$ , a lapát kilépő éle a forgásirányba hajlik.

c./ radiális lapátózású kereket, ahol  $\beta_2 = 90^\circ$ , a lapát kilépő éle sugárirányú.

A beépítésre kerülő legtöbb ventilátor hátrahajló és előrehajló lapátózású.

A 10. ábrán a belépő és kilépő sebességi háromszögeket is fölrajzoltuk.

A ventilátorok valóságos jelleggörbéjére az ideális jelleggörbéből következtethetünk.

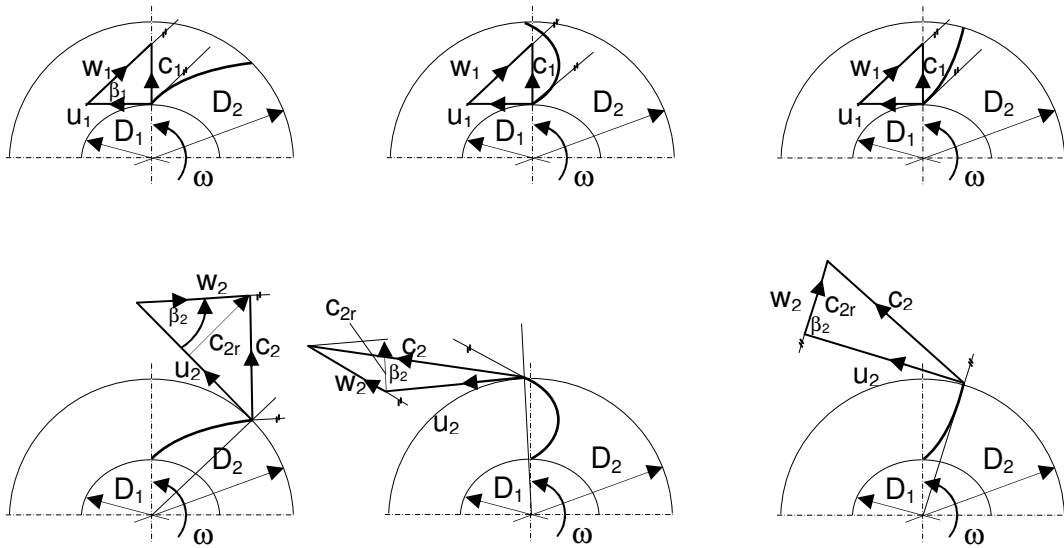
Az utóbbi a sebességi háromszögek elemzéséből megszerkeszthető. A  $\Delta p_{oid} = f(q)$  vizsgálatánál elegendő a kilépő sebességi háromszögek módosulását vizsgálni,

hiszen perdületmentes hozzááramlást tételeztünk föl, azaz  $c_{1u}=0$ . A kilépő relatív sebességek iránya gyakorlatilag nem változik, ha a térfogatáram, és vele arányos  $c_{2r}$  a méretezési ponthoz képest nő vagy csökken. Így hátrahajló lapátosítású kerkeknél  $c_{2u}$ -val arányos  $\Delta p_{\text{oid}}$  csökkenésével a szállított mennyiség nő, radiális keréknél  $\Delta p_{\text{oid}}$  független a térfogatáramtól, előrehajló lapátosításnál a mennyiség növeléséhez a növeléssel arányos  $c_{2u}$  ill.  $\Delta p_{\text{oid}}$  tartozik (11. ábra). A jelleggörbék közös sajátossága, hogy a  $q=0$ -nál  $\Delta p_{\text{oid}} = \rho u_2^2$ .

A valóságos jelleggörbét mérésrel kaphatjuk meg. Az két görbe közötti különbség a súrlódási és leválási nyomás veszteségek, valamint a véges lapátszám miatt az eltérítési szög csökkenésének a következménye.

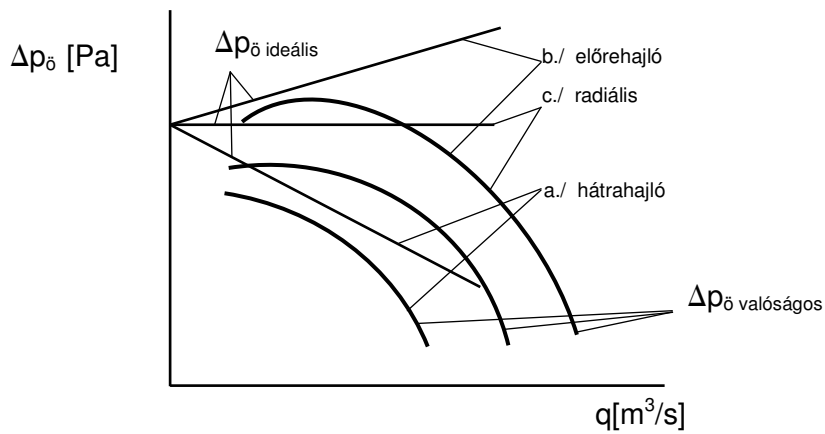
A 11. ábrából könnyen megszerkeszthető a tengelyteljesítmény térfogatáram összefüggés is (12. ábra). Ha a mechanikus és a volumetrikus hatásfok közel egy, akkor  $P=q\Delta p_{\text{oid}}/\eta_h$ , azaz  $P=q\Delta p_{\text{oid}}$ . A  $\Delta p_{\text{oid}}/\eta_h$  közelítés arra is alkalmas, hogy ismert vagy mért  $\Delta p_{\text{oid}}$ ,  $\eta_h$  értékekből a kerék típusára következtessünk. Ha előrehajló lapátosításról van szó, akkor általában  $\frac{\Delta p_{\text{oid}}}{\eta_h} \geq \rho u_2^2$ , míg hátrahajló esetben  $\frac{\Delta p_{\text{oid}}}{\eta_h} \leq \rho u_2^2$ .

A fölrajzolt jelleggörbékéből látható, hogy a legnagyobb nyomásnövekedés az előrehajló lapátosítású kerékekkel érhető el. Ugyanakkor a legjobb hatásfoka a hátrahajló lapátosítású kereknek van, mert a sebességek, és annak négyzetével arányos veszteségek itt a legkisebbek. A teljesítmény felvételnek (12. ábra) a térfogatáram függvényében hátrahajló lapátosítású kereknek maximuma van, ami igen előnyös a meghajtómotor kiválasztásánál. A másik két típusnál a teljesítmény felvétel jelleggörbe ponthoz kötött, és erősen nő a térfogatárammal.

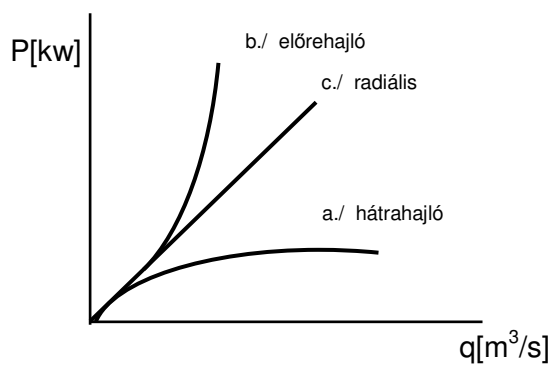


a./ hátrahajló lapátózás      b./ előrehajló lapátózás      c./ radiális lapátózás

10. ábra. Radiális ventilátor járókerekei



11. Ábra Radiális ventilátor ideális és valóságos



12. Ábra Radiális ventilátor teljesítményfelvétele

A különböző típusú kerekre jellemző adatokat az I. táblázat foglalja össze.

I. táblázat

Megnevezés	Hátrahajló lapátosítású járókerék	Előrehajló lapátosítású járókerék	Radiális lapátosítású járókerék
Mennyiségi szám: $\varphi$	0,05-0,2	0,3-0,7	0,1-0,2
Nyomásszám: $\Psi_{\delta}$	0,7-1,0	2,1-2,9	1,0-1,8
Hatásfok: $\eta_{\max}$	0,8-0,85	0,65-0,7	0,7-0,75
Átmérőviszony: $D_2/D_1$	1,3-1,8	1,1-1,3	1,5-1,8
Lapátszám: N	6-12	25-48	8-16
Lapátszélesség: $b_1/b_2$	1,0-1,5	1,0	1,0-1,7

Az adatok összehasonlításából az is látható, hogy adott nyomásnövekedés és térfogatáram esetén az előrehajló lapátosítású kerek kisebb méretű, alacsonyabb fordulatszámú. Példaként,  $\Delta p_{\delta}=500$  Pa,  $q=6000$  m<sup>3</sup>/h teljesítő ventilátornál,  $\rho=1,2$  kg/m<sup>3</sup> mellett, hátrahajló lapátosítású kerékekkel,  $\psi_{\delta}=0,9$ ;  $\varphi=0,2$  választással, a

járókerék kerületi sebességére  $u_2 = \sqrt{\frac{2\Delta p_{\delta}}{\rho\Psi_{\delta}}} \cong 30$  m/s, átmérőjére

$D_2 \cong \sqrt{\frac{4}{\Pi} \frac{q}{u_2\varphi}} = 0,595$ m, és fordulatszámára  $n \cong 960$  f/min értékeket kapunk, míg

előrehajló lapátosítással,  $\psi_{\delta}=2,4$ ;  $\varphi=0,6$  választással, ugyanezen adatok kisebbek  $u_2=18,6$ m/s-ra,  $D_2=0,436$ m-re,  $n=815$ f/min-ra adódnak. A két típus felismerését elősegíti a járókerekek geometriájában mutatkozó különbség is. A nagyszámú, rövid húr hosszúságú lapátosítás az előrehajló, kevesebb, hosszabb húr hosszúságú lapátosítás a hátrahajló kerek sajátossága.

#### 1.4.Axiális ventilátorok

Az axiális gépek jellemzője, hogy a nyomásnövekedéshez relatíve nagy térfogatáram tartozik. Az axiális ventilátorok fő részei: járókerék, típustól függően terelőlapátrács, hengeres ház, meghajtás (13. ábra).

A járókerék hengeres agyból és erre hegesztett vagy egyéb módon (pl. forgathatóan) rögzített lapátozásból áll. A lapátok lemez vagy profil kialakításúak, készülhetnek acélból, könnyűfém öntvényből, műanyagból. A járókerék előtt a kedvezőbb átáramlás miatt orrkúpot is alkalmaznak. A terelőlapátozást -álló lapátrács- az aggyal azonos méretű hengerre és általában a házhoz is rögzítik, a járókerék előtt vagy után helyezkedik el. A ház kialakításának a járókerék hajtásához szükséges berendezés elhelyezését (motor, csapágyazás, stb.) is figyelembe kell venni. A beépítés szerint megkülönböztetünk szabadból-szabadba, szabadból-csőbe, csőből-csőbe, csőből-szabadba szállító gépeket. A szabadból szállító ventilátoroknál a beáramlás javítására lekerekített tölcsért, a szabadba szállítóknál a kilépési veszteség csökkentésére esetenként diffuzort alkalmaznak. Az iparban gyakran előfordul a kétfokozatú axiális ventilátor is, amely közös házban egymás után vagy két utóterelő vagy két előterelő gépből áll. Az utó- és előterelő ventilátor előnyös sajátosságait egyesíti az u.n. ellenforgó axiális ventilátor, amely két egymást követő azonos fordulatú külön-külön hajtott járókerékből áll, az egyik a másiknak utó- ill. előterelője. Az ellenforgó, éppen úgy mint a kétfokozatú ventilátor gyakorlatilag egy kerék nyomásnövekedését megkétszerezi (14. ábra)

Az axiális ventilátorok különböző típusait a 15. ábrán rajzoltuk föl. Az ábrán a átáramlásra jellemző sebességi háromszögeket valamint a lapátok rácsban elfoglalt helyzetét is feltüntettük.

A 15/a. ábrán terelőlapátozás nélküli axiális ventilátor látható. Nagyobb teljesítményű gépeknél hátrányos lehet, hogy a járókereket a közeg forogva hagyja el  $c_2$  sebességgel, így a sugár jelentős veszendőbe menő mozgási energiát tartalmaz. A légsugár forgatásához szükséges teljesítmény a hasznos teljesítmény jelentős hányada is lehet. Ennek elkerülésére a forgási veszteségnél kisebb veszteséget jelentő terelő lapátrács alkalmazására van szükség. A 13/b. ábrán az utóterelő lapátsor a járókerék utáni forgó sugarat tengelyirányba tereli, azaz a kilépő sebesség  $c_3=c_1$ . A járókerék elé helyezett lapátok a tengelyirányból érkező közeget a járókerék forgásával ellentétesen terelik el, oly mértékben, hogy az a járókereket elhagyva

axiális irányú legyen, azaz  $c_2=c_0$ . A lapátok helyes beállítása a sebességi háromszögek alapján ellenőrizhető.

A járókeréken áthaladó levegőt a járókerék -a sebességi háromszögekből leolvasva a kerületi sebesség irányába tereli el. Az eltérítés szöge, ami a nyomásnövekedéssel arányos, viszonylag kicsi. Az átáramlás során az áramvonalak jó közelítéssel hengerpaláston helyezkednek el, így  $u_1=u_2=u$ , az abszolút sebességek kerületi összetevőinek különbségére pedig a sebességi háromszögekből leolvasva  $c_{2u}-c_{1u}=\Delta c_u$ , jelölést alkalmazhatjuk. A fentiek figyelembevételével az ideális össznyomásnövekedés az Euler egyenletből tetszőleges sugáron a járókerék utáni 2 és előtti 1 pontra egyszerűbb  $\Delta p_{\text{oid}}=\rho u \Delta c_u$  alakban írható föl. Ha egy tetszőleges sugarú hengerpalástot a síkba teríték, akkor a lapátok egymást követően szárnyrácsban helyezkednek el. A lapátok hosszát, egymástól mért távolságát, számát és helyzetét az áramlástan jellemzők szabják meg. A lapátok körül kialakuló áramkép, a lapátokra ható erő, az átáramló térfogatáramból és az előállított nyomásnövekedésből számítható.

Az axiális gépek ideális jelleggörbéje -a radiális ventilátorokéhoz hasonlóan egyenes, de valamennyi típusnál a növekvő térfogatáramokhoz meredeken jobbra lefelé mutató nyomásesések tartoznak. A valóságos  $\Delta p_0=f(q)$  a veszteségek alakulásától függ. Nagy térfogatáramoknál a súrlódásnak van szerepe, kis mennyiségeknél a leválási veszteségek a meghatározók, amelyek  $q=0$  -hoz közeli tartományban hátrányosan a karakterisztika labilis jellegét okozhatják.

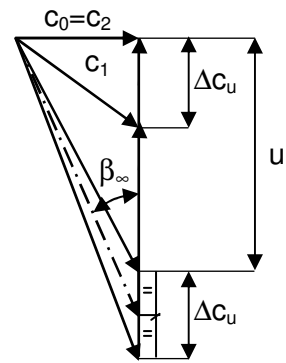
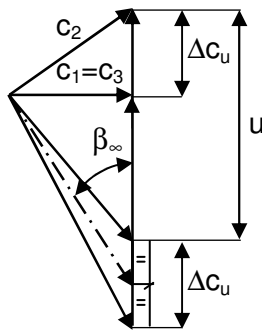
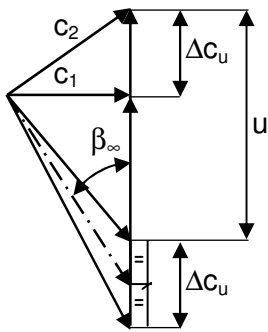
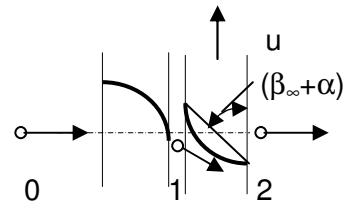
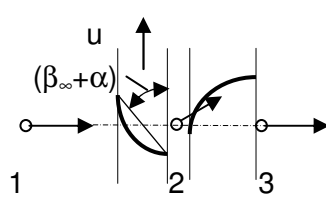
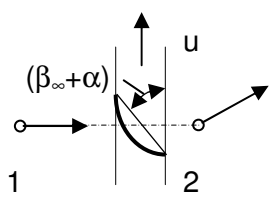
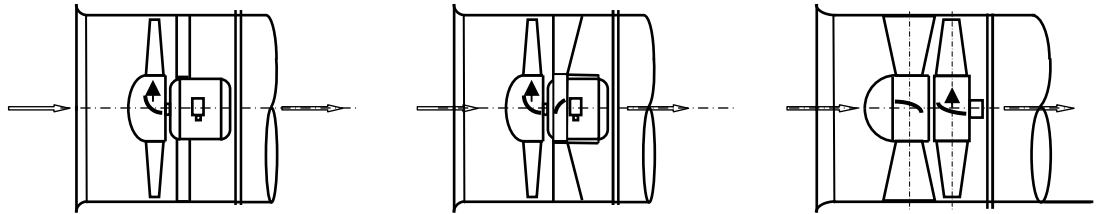
A különböző típusú axiális ventilátorok jellemző adatait a II. táblázat foglalja össze.

II. táblázat. Az axiális ventilátorok jellemző adatai

Megnevezés	Fali axiális ventilátor	Terelő nélküli ventilátor	Utó-terelős ventilátor	Elő-terelős ventilátor	Ellen-forgó ventilátor
Mennyiségi szám: $\varphi$	0,1-0,3	0,2-0,35	0,4-0,6	0,4-0,6	0,4-0,6
Nyomásszám: $\Psi_0$	0,1-0,15	0,2-0,3	0,3-0,4	0,35-0,4	0,6-0,9
Hatásfok: $\eta_{\text{max}}$	0,4	0,7	0,8-0,85	0,8	0,8
Átmérőviszony: $D_b/D_k$	0,3-0,4	0,4-0,5	0,5-0,7	0,5-0,7	0,5-0,7
Lapátszám: N	2-6	2-12	6-16	6-16	6-16







a./ terelő nélküli

b./ utóterelő

b./ előterelő

15. ábra. Axiális ventilátorok különböző típusai.

### 1.5.A ventilátorok hajtása

A ventilátorok közvetlen vagy közvetett hajtással - leggyakrabban villamos motorokat alkalmazva- üzemelnek. Közvetlen hajtásnál a ventilátor fordulata megegyezik a motor fordulatszámával. A járókereket általában  $\Phi 700$ -mm-ig, (kivéve a különleges eseteket pl. meleg közeget szállító gépek) a motor tengelyre, nagyobb átmérőknél csapágyazott tengelyre szerelik. A motor az utóbbi esetben tengelykapcsolóval csatlakozik a tengelyhez. A közvetett hajtásnál ékszíjhajtást, ritkább esetekben hajtóművet alkalmaznak. Kisebb teljesítményű gépeknél (<3 kW) külső forgórészes motorokra rögzítik a járókereket.

A ventilátorok hajtására leggyakrabban aszinkron motorokat használunk, annak ellenére, hogy a szinkron motorok hatásfoka jobb, vagy az egyenáramú gépek fordulatszáma könnyebben szabályozható. Az aszinkron motorok indítónyomatéka és szabályozhatósága a ventilátorokkal történő együttműködés szempontjából igen jónak mondható.

A villamos motor névleges teljesítményét a ventilátor hajtásához szükséges teljesítménynél, biztonsági okokból, 15-20%-kal nagyobbra választják.

A teljesítmény helyes megválasztása mellett, a hajtómotor és a ventilátor együttműködésének másik fontos kérdése, hogy az indítást követően a ventilátor előírt u.n. felfutási időn belül elérje az üzemi fordulatszámot. Ha ez nem teljesül a motor túlterhelődik. A motor nyomatékának, az üzemi fordulatszám eléréséig, fedeznie kell a ventilátor nyomatékát és a forgórészek gyorsításához szükséges nyomatékot. Számításához a motor nyomatékgörbéjének ismerete szükséges. Közvetlen indítás esetén az alábbi közelítő képlettel becsülhetjük a felfutási időt:

$$t_{fel} \cong 8 \cdot 10^{-6} \frac{\Theta n_{\bar{u}}^2}{P_{motor}} \quad [s]$$

ahol  $\Theta$  [kgm<sup>2</sup>], a motortengelyre redukált forgó elemek tehetetlenségi nyomatéka,  $n_{\bar{u}}$  [f/min], a motor fordulatszáma,  $P_{motor}$  [kW], a motor névleges teljesítménye.

Ha az így számolt  $t_{fel} > 20$  sec, akkor a közvetlen indítás helyett az indítás egyéb lehetőségeit kell számbavenni, csillag-delta kapcsolás, indítótranszformátor, pólusátkapcsolásos motor alkalmazása, előtét-ellenállás, tirsztoros vagy frekvencia

változtatásos hajtásszabályozás beépítése, csúszógyűrűs motoroknál indítás indítóellenállás, különleges esetekben hidrodinamikus tengelykapcsoló.

### **1.6 A ventilátorok szabályozása**

A légtechnikai rendszerek légszállítását a ventilátor és a csőhálózat jelleggörbéje együttesen határozza meg. A csővezeték ellenállás görbéje az esetek többségében a térfogatáram függvényében négyzetes parabola, vagy attól csak kis mértékben tér el. A terhelőgörbe metszéspontja a ventilátor jelleggörbéjével a munkapont, ami akkor felel meg a gazdaságos követelményeknek, ha a legjobb hatásfokú, azaz a ventilátor üzemi pontjára vagy annak közelébe esik. A munkapontra vonatkozó másik fontos követelmény, hogy időben állandó legyen. Az üzem pillanatnyi változásaiból az eredeti állapot akkor áll vissza, ha a munkapontban a csővezeték jelleggörbéje meredekebben emelkedik, mint a ventilátor jelleggörbéje, azaz a 4. ábrán használt jelölésekkel  $\text{tg}\alpha_1 > \text{tg}\alpha_2$ . Ha névleges térfogatáramtól eltérő mennyiségre van szükség, akkor a csővezeték vagy a ventilátor jelleggörbéjét (esetleg mindkettőt) módosítanunk kell.

#### **1.6.1 Fojtás**

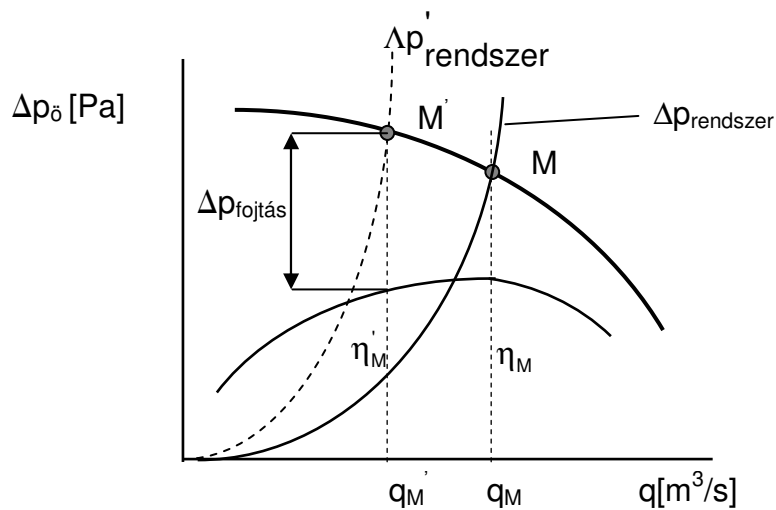
A legegyszerűbb megoldás a térfogatáram változtatásra, ha a vezetékbe épített tolózárat vagy pillangószelepet építünk be. A beavatkozó elem zárásával a rendszer ellenállását növelve a munkapont (M) a jelleggörbén balra tolódik el (M') (16. ábra), egy rosszabb hatásfokú pontba. A befektetett teljesítmény megoszlik a rendszer hasznos teljesítménye és a fojtás vesztesége között.

#### **1.6.2. Megkerülő vezeték (by-pass)**

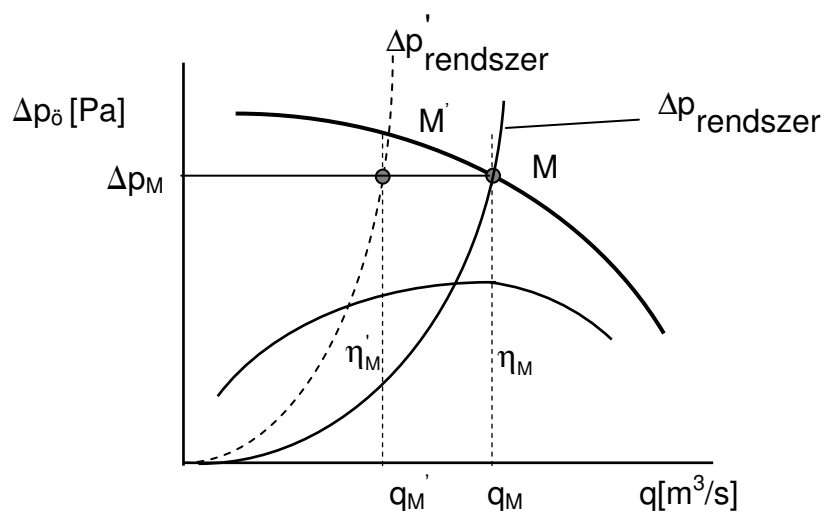
A térfogatáramot úgy is csökkenthetjük, hogy a szívó oldalt nagyobb, a nyomó oldalt kisebb nyomású térrel, legegyszerűbben a ventilátor szívó és nyomócsonkját egy külön vezetékkel kötjük össze. A ventilátor teljesítményének egyrésze a rendszeren ( $\Delta p_{\text{öM}}, q'_M$ ), másik része a megkerülő vezetéken ( $\Delta p_{\text{öM}}, q_M - q'_M$ ) tartja fenn az áramlást (17. ábra)

A fojtás és a megkerülő vezetékes szabályozás a teljesítmény megosztás mértékétől függően igen gazdaságtalan is lehet. Akkor járunk el helyesen bármelyik megoldás alkalmazásánál, ha a csőhálózatot áramlástanilag gondosan méretezzük, és csak a térfogatáramok pontos beállítására használjuk. Ebben az esetben a névleges

értékhez képest mindenképpen gazdaságos annak 10%-os, vagy gyakorlati szempontból még elfogadott 30%-os módosítása.



16. ábra Üzemi pont megváltozása fojtással



17. ábra Üzemi pont megváltozása megkerülő vezetékkel

### 1.6.3. Fordulatszám változtatás

A fordulatszám változtatás a ventilátor jelleggörbét módosítja. A jelleggörbe pontok, a térfogatáram négyzetével arányos parabolán mozdulnak el, amelyen a ventilátor hatásfoka -a Reynolds-szám hatásától eltekintve- változatlan marad (18. ábra). Ha terhelő rendszer görbéje is négyzetes parabola, a ventilátor változatlan hatásfoka mellett, azaz a leggazdaságosabb módon változtathatjuk a térfogatáramot.

Természetesen a fordulatszám köbével arányos teljesítmény növekedéssel vagy csökkenéssel számolnunk kell.

Gyakran előfordul a fojtásos (ritkábban megkerülő vezetékes) szabályozás és a fordulatszám-változtatás együttes alkalmazása. Ilyen megoldás látható a 19. ábrán, ahol pl. a nyári-téli szellőző légtérfogató közötti váltás ( $q_{M1}$ -ről  $q_{M2}$ -re) kétfordulatszámú pólusváltós motorral, míg a pontos beállítás ( $q_{M1}$  és  $q_1$  ill.  $q_{M2}$  és  $q_2$  között) fojtással történik.

### 1.6.4. Perdületszabályozás

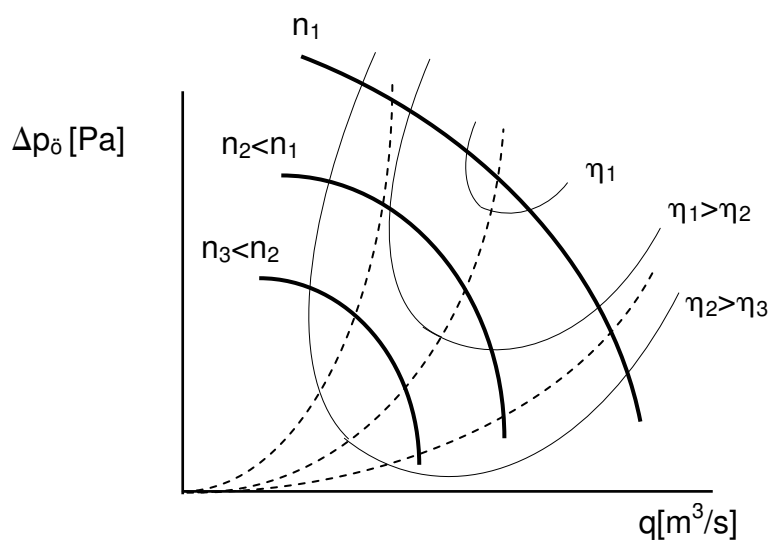
A méretezési térfogatáramtól eltérve a járókerék lapátok belépési vesztesége nő. A perdületszabályozással, járókerék előtt elhelyezett állítható lapátokkal (20. ábra) a belépő abszolút sebesség  $c_1$  irányát, nagyságát változtathatjuk meg úgy, hogy a belépési veszteségek csökkenjenek.

Az előperdülettel tehát, a ventilátor jelleggörbét viszonylag kedvező hatásfok mellett módosíthatjuk. Ha a kerületi sebesség irányba történik az eltérítés a jelleggörbék balra lefelé tolnak el, ellentétes esetben jobbra fölfelé (21. ábra). Nagy elterelés esetén az előperdületet adó rács, mint fojtás működik. A módosult jelleggörbék csak mérésrel határozhatók meg.

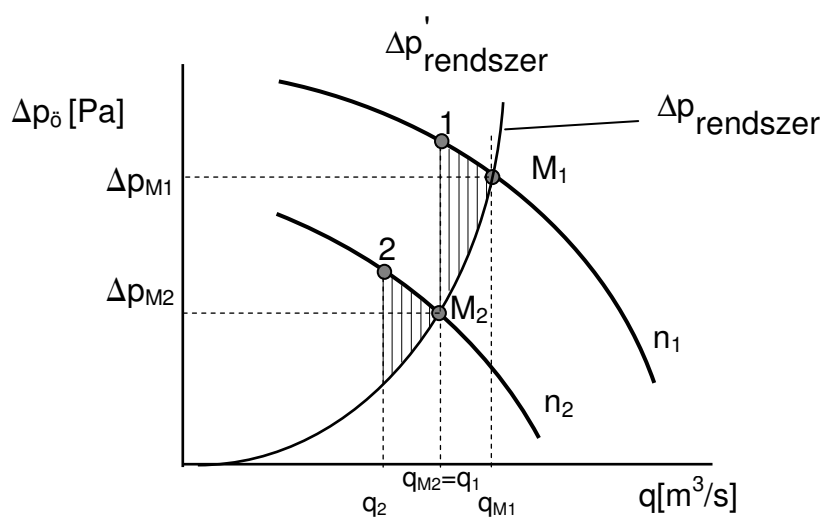
### 1.6.5. Lapátszög-állítás, lapátszám változtatás

Elsősorban axiális ventilátoroknál alkalmazott megoldás. A lapát beállítási szögét növelve jobbra vagy csökkentve balra mozduló új jelleggörbét kapunk, általában kisebb mint  $\pm 10^\circ$  tartományban kedvező hatásfok mellett.

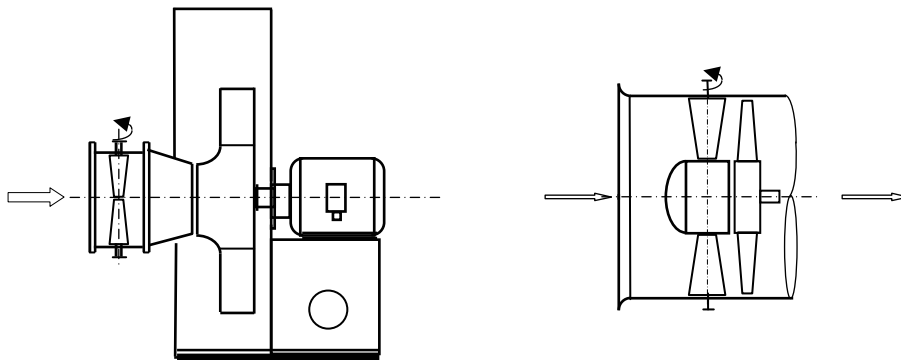
A lapátszámmal közel arányos az előállított nyomásnövekedés, míg a térfogatáram változatlan, a jelleggörbék függőlegesen tolnak el. A jelleggörbék mindkét esetben csak mérésrel határozhatók meg.



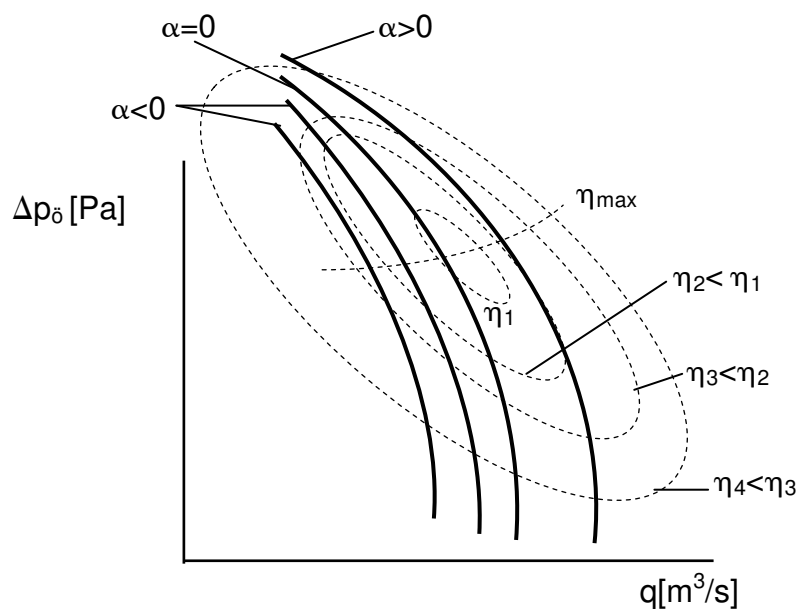
18. ábra. Ventilátor jelleggörbéi különböző fordulatszámon



19. ábra. Fojtás és fordulatszám szabályozás együttes alkalmazása



20. ábra. Az előperdület-szabályozás megoldásai



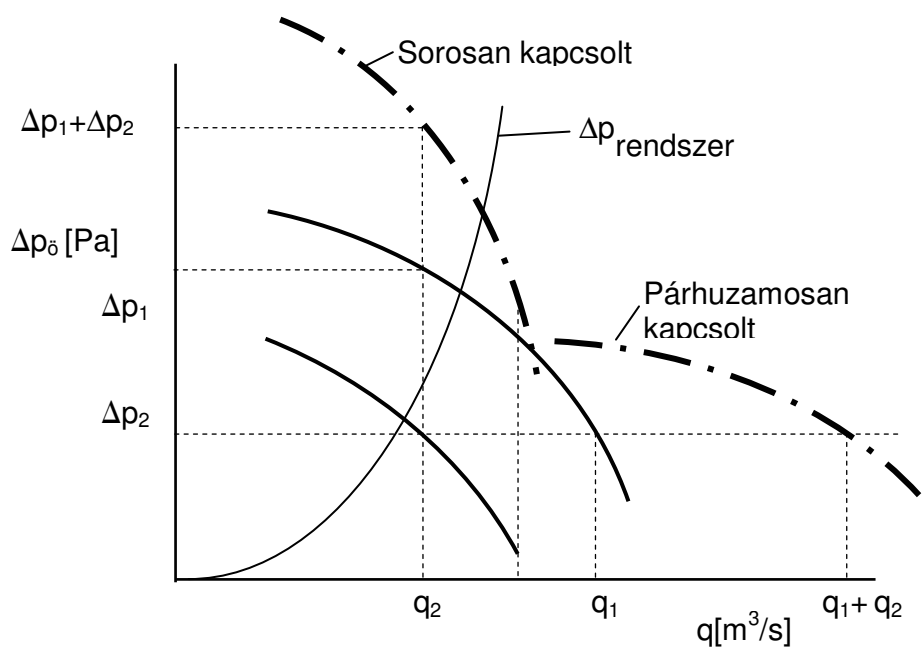
21. ábra. Jelleggörbék különböző előperdülettel



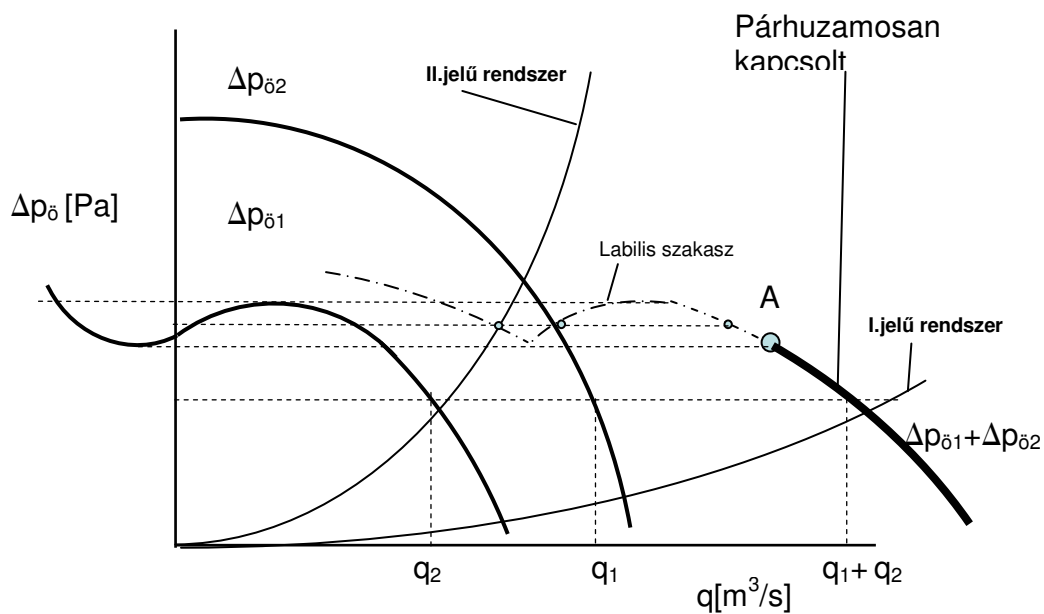
### **1.6.6. Ventilátorok soros, és párhuzamos kapcsolása (22. ábra)**

A ventilátorok soros kapcsolásánál a nagyobb nyomásnövekedés elérése a cél. Az eredő jelleggörbét az egyes gépek azonos térfogatáramához tartozó nyomásmetszékeinek összegzésével kapjuk. Az új jelleggörbe meredekebb lesz, így nagyobb nyomásváltozáshoz csak kisebb mértékű térfogatáram változás tartozik. Párhuzamos kapcsolásnál a térfogatáram növelése érdekében, az egyes gépek azonos nyomásához tartozó térfogatáramokat adjuk össze. A vízszintes metszékek összegezésével -az eredetiekkel összehasonlítva- laposabb karakterisztikát kapunk, így már kis nyomásváltozáshoz nagy légmennyiség változás tartozhat. A párhuzamosan üzemelő ventilátorokat egyszerre kell indítani. Célszerű azonos nagyságú gépeket párhuzamosan működtetni. Ezen feltételeket teljesíti a kétoldalról szívó ventilátor

A párhuzamos gépek üzemi vizsgálatánál, ha az egyik gép jelleggörbéjének maximuma vagy inflexiós pontja van, akkor az eredő jelleggörbe és a rendszer jelleggörbe együttes vizsgálatára van szükség, a munkapont stabil, esetleges instabil helyzetének megítélésére. Különböző nagyságú gépek összekapcsolásakor a terhelő jelleggörbétől függően a kisebb ventilátoron visszaáramlás is létrejöhethet. A 23. ábrán a II. jelű rendszer karakterisztikája az A pont fölött metszi az együttes jelleggörbét a kis ventilátoron visszafúvás következik be. A párhuzamos kapcsolás -jelenesetben- csak akkor növeli a térfogatáramot, ha a munkapont az A pont alatt van.



22. ábra. Sorosan és párhuzamosan kapcsolt ventilátorok



23. ábra. Két különböző nagyságú párhuzamosan kapcsolt gép jelleggörbéjén kialakuló munkapontok vizsgálata

## 1.7.A ventilátorok kiválasztása

A szállított térfogatáram, szükséges össz- vagy statikus nyomásnövekedés, a közeg sűrűsége, hőmérséklete, esetleg a megengedett zajszint, a feladat megoldására alkalmas ventilátor kiválasztásánál elsődleges, de nem egyedüli szempont. Megfontolás tárgyát képezhetik még az alábbi körülmények is.

- Lapos hatásfokgörbével rendelkező, jó hatásfokú gép alkalmazása -hosszútávon biztosan- kifizetődő.
- Az üzemi jellemzők változásához alkalmas ventilátor karakterisztikát válasszunk. Meredek jelleggörbét, és így hátrahajló lapátozású vagy sorba kapcsolt ventilátorokat akkor alkalmazunk, ha a térfogatáramban csak kis mértékű változás fogadható el. Előrehajló lapátozású, párhuzamosan kapcsolt, de a két oldalról szívó ventilátoroknál is, kis nyomásváltozás jelentős térfogatáram növekedéssel vagy csökkenéssel jár, a karakterisztika laposabb jellege miatt.
- Ha a nyomásnövekedéshez viszonylag nagy légszállítás tartozik, akkor axiális ventilátor választás lehet a megoldás.
- Többlet veszteséggel számolhatunk, ha a beépítési körülmények nem megfelelőek, pl. kissugarú könyökidom a szívócsonk előtt, vagy gyakori eset a szabadból szívó kettősbeömlésű ventilátorok beszívócsonkja előtt forgó ékszíjtárcsa, esetleg közeli fal, vagy légkezelő kamra oldallapja stb. A ventilátor nyomóoldalán a nagy kilépési sebesség, azaz kilépési veszteség csökkentése okozhat gondot.
- A ventilátor kiválasztásánál a szállított közeg sajátosságait (hőmérsékletét, koptató vagy tapadó szilárdanyag tartalmát, agresszív, robbanásra hajlamos tulajdonságát stb.) is figyelembe kell venni.
- A helyes döntéshez ventilátor beszerzési, üzemeltetési, karbantartási költségeit is sorra elemezni kell.

Felhasznált irodalom:

Dr. Gruber J.: Ventilátorok. Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1978

Eck,B.: Ventilatoren. Springer-Verlag Berlin, 1972

Bohl,W.: Ventilatoren. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1983

Bohl,W.: Strömungsmaschinen 1,2. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1990

Bommes,L , Kramer, C: Ventilatoren. Expert Verlag. 1990

Recknagel, Sprenger,Schramek.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik. R.

Oldenburg Verlag München Wien, 1995

MSZ 11110.: Ventilátorok áramlástanai jellemzői, vizsgálatuk és minősítésük

DIN24136.: Ventilatoren I.II.III