XI. FIATAL MŰSZAKIAK TUDOMÁNYOS ÜLÉSSZAKA

Kolozsvár, 2006. március 24-25.

AXIÁL VENTILÁTOR MÉRETEZÉSE A MÉRÉSI EREDMÉNYEK TÜKRÉBEN

Dr. Szlivka Ferenc, Molnár Ildikó

Abstract

We have compared theory of design method and measuring results in a case of axial flow fan. We make a proposal to change the design method and direction of improvement.

Összefoglalás

Egy axiál ventilátoron végzett mérési eljárásból kapott eredményeket vetjük össze a ventilátor méretezési eljárása során kapott eredményekkel. A járókerék, a lapátozás kerület irányú előreferdítésének felhasználásával, valamint a változó cirkuláció elvének alkalmazásával készült. A mérések során meghatározzuk a járókerék mögötti statikus nyomás, össznyomás és sebességkomponensek irányát és nagyságát. A mért értékekből következtetni tudunk a járókerék tulajdonságaira, és javaslatot tudunk tenni a méretezési eljárás módosítására, esetlegesen a továbbfejlesztési irány kijelölésére.

Bevezetés

Vizsgálatunk tárgya egy már megvalósult és sorozatgyártásban lévő ventilátor méretezésének elemzése, és a kapott mérési eredmények kiértékelése. [1] Ezen járókerék lapátjai egy hengerpalást részét képezik. A járókerék rajzát az 1. ábra mutatja.

***1. ábra:** A vizsgált ventilátor*

Méretezési eljárás

A ventilátor méretezési eljárása az ún. változó cirkuláció módszerével történt [2]. Ennek lényege, hogy a lapátózás minden metszete más össznyomás növekedést létesít. Az eljárás szerint a maximális ($\Delta p_{összid}$) össznyomás a lapát felső harmadában valósul meg. Az agynál létesített $\Delta p_{összid}$ értékét a leválás veszélye korlátozza. (5. ábra) A lapátvég és a ház közötti rés, mint veszteség- és zajforrás azt igényli, hogy a kerületen a $\Delta p_{összid}$ értékét minimálisra szorítsuk le. A tervezett járókerék a hűtőventilátorok családjába tartozik és eleget kellett tennie a következő feltételeknek: a térfogatáram igény (q_v) 16.000 m³/h, és a statikus nyomásigény 135 Pa. A léghűtő méreteiből következően $d_k=600$ mm, 630 mm, 650 mm átmérőjű járókerék elhelyezésére volt lehetőségük. Ebből a 630 mm átmérőjűt választották. A méretezés kiindulásához szükséges dimenziótlan mennyiségek a

$$\varphi = \frac{4 \cdot q_v}{u_k \cdot d_k^2 \cdot \pi}$$

mennyiségi szám, és $\psi_{st} = \frac{\Delta p_{st}}{\frac{\rho}{2} \cdot u_k^2}$ nyomásszám. A dimenziótlan mennyiségek

meghatározásához a fordulatszámra is szükség volt, amit 1460 1/min-nek választottak. A méretezéshez $\varphi=0.3$ és a $\psi_{oid}=0.3$ értékeket használták. A φ értéke a tényleges igénynek megfelelő mennyiségből adódott, a ψ_{oid} értéke a ψ_{st} -ből számítható:

$$\psi_{oid} = \psi_{st} + \varphi^2, \text{ ami jelen esetben } 0,189$$

A járókerékben fellépő veszteségek (perdületapadás, súrlódási) miatt az ideális nyomásszám (ψ_{oid}) ennél nagyobb kell legyen. Hogy milyen mértékben kell megnövelni a tervezéshez szükséges nyomásszámot, teljes mértékben a tervező tapasztalatára van bízva. Ez az adott esetben 50%-os növelést jelentett. Így adódott a $\psi_{oid}=0,3$. A két tényező hányadosa adja meg a hidraulikai hatásfokot

$$(\eta_h = \frac{\psi_{oid}}{\psi_{st}}), \text{ ami } 0,66. \text{ Mivel a össznyomás } (\Delta p_{összid}) \text{ értéke sugár mentén változó, ezért a}$$

hidraulikai hatásfok sem állandó a sugár mentén, így a megadott érték e függvény átlaga. Vizsgálatunk célja a tervezési módszer e gyenge pontjának pontosabb meghatározhatósága. Az áramlás finomszerkezetének mérése alkalmasnak látszik, hogy a hidraulikai hatásfok sugár menti változását és egyéb paraméterektől való függését feltárja. [2]

Mérési módszer

A járókereket egy olyan csatornába építettük be, melynek a járókerék előtti része négyszög keresztmetszetű, a járókerék utáni, pedig kör keresztmetszetű, melynek végén a munkapont paramétereinek változtatására alkalmas diffuzorral egybeépített fojtólap található, amely lehetőséget ad a ventilátor jelleggörbéjének kimérésére. [3,4]

2. ábra: A ventilátor jelleggörbéje

egymástól. (3.ábra) A járókerék előtt és után mért mennyiségi szám eloszlásának átlag függvénye meg kellene egyeznie a méretezéskor számított mennyiségi szám eloszlásával.

3. ábra: A járókerék előtti és utáni mennyiségi szám megoszlása

4. ábra: A mennyiségi szám sugár menti megoszlása

A finomszerkezeti vizsgálatot a ventilátor jelleggörbe legjobb hatásfokú pontjában végeztük el. A járókerék mögötti térben a statikus nyomást és össznyomást két különböző szonda segítségével mértük, ezért a mérésekre nem egyidőben került sor. A mérések során vizsgáltuk a jelleggörbe e pontjában a sebességi háromszög jellemzőinek változását a sugár és a kerület mentén.

Az egyik ilyen sebességi háromszög jellemző a mennyiségi szám, melyet vizsgáltunk a járókerék előtt (kék) és a járókerék után (piros). Elsősorban kíváncsiak voltunk arra, hogy a mennyiségi szám eloszlás a járókerék előtt és után mennyire tér el

A mért mennyiségi szám eloszlása jellegre hasonlít a méretezésnél felvett eloszlás-hoz, bár a maximuma kisebb sugáron található és az átlagos értéke szintén kevesebb, mint a méretezés során felvett 0,3 érték.

A másik vizsgált jellemző a nyomásszám (ψ). A méretezés egyik fontos kiindulási feltétele a nyomásszám megoszlása, amelynek fő kritériumait a cikk elején kifejtettük. Ez látható a 3. ábrán. A hidraulikai hatás-fokot a sugár mentén állan-dónak adtuk meg, így ebből egy a méretezésnél felvett valóságos nyomásszám eloszlást is számíthatunk, amelyet az ábra mutat. A mérés során kapott valóságos nyomás-szám megoszlását megkapjuk a ventilátor előtt és után mért össznyomás különbségekből. Az abszolút sebesség eltérítéséből módunkban áll az Euler-turbina egyenlet alapján egy ideális

nyomásnövekedést számítani a mérési eredményekből is.

$$2 \cdot \frac{u}{u_k} \cdot \frac{\Delta c_u}{u_k} = \psi_{oid}$$

5.ábra: Nyomásszám sugár menti megoszlása mérési és méretezési adatokból

változásának vizsgálatára. Ehhez azonban célszerű pontosan a tervezési pontban végezni a méréseket.

A mennyiségi szám és a nyomásábrák összevetéséből látható, hogy a tervezési pont és az általunk mért munkapont nem teljesen esik egybe, a jelleggörbén kicsit balra, a nagyobb nyomások és a kisebb mennyiségek irányában vagyunk. A nyomásszám diagramból látszik, hogy a mért adatok alapján a hidraulikai hatásfok sugár menti változása jelentős, átlag értéke 54%, amely kisebb, mint a tervezett.

Láthatóan ez a módszer alkalmas a kitűzött cél elérésére, azaz a hidraulikai hatásfok sugár menti

A végzett munkánkat a „A mezőgazdaságban alkalmazott axiális átömlésű ventilátorok nyomás- és sebességterének meghatározására alkalmas vizsgálati módszer továbbfejlesztése” című, T-049358 számú OTKA pályázat támogatta.

Felhasznált irodalom:

- [1] Szlivka F. -Bencze F.-Kemény Gy.: Axiális átömlésű járókerék 1989. No. 209 012: NSZO:F04D-029638
- [2] Bencze F. -Szlivka F.: Egyszerű geometriájú ventilátor felhasználási területe, Gép, 1985. 10.sz.
- [3] Szlivka F. -Molnár I.: Különböző lapátozású axiális ventilátorok vizsgálati eredményei Dunaújváros, 2005, Dunaújvárosi Főiskola Közleményi. XXVI pp.: 553- 563
- [4] I. Molnár –F. Szlivka: Pressure and velocity field properties around an impeller of axial flow fan, 2005. Ph.D. Hallgatók V. Nemzetközi Konferenciája, Miskolci Egyetem

Dr. Szlivka Ferenc, egyetemi docens

Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Környezetipari Rendszerek Intézete, szlivka.ferenc@gek.szie.hu

Molnár Ildikó, Ph.D. hallgató

Szent István Egyetem, Gépészmérnöki Kar, Környezetipari Rendszerek Intézete, molnar.ildiko@gek.szie.hu