

# Vpliv zračne reže na aerodinamske in akustične lastnosti aksialnega ventilatorja

Matej MILAVEC, Stanislav PIVK, Brane ŠIROK, Matjaž EBERLINC

**Izveček:** V prispevku je predstavljen vpliv velikosti in enakomernosti zračne reže na aerodinamsko in akustično karakteristiko aksialnega ventilatorja. Zračna reža definira področje med ohišjem in temenom lopatice aksialnega ventilatorja. Na karakteristiko in na nivo zvočne moči, ki jo emitira ventilator v okolico, močno vplivata velikost in enakomernost zračne reže. V prispevku so obravnavane štiri delovne točke, v katerih je med meritvami obratoval ventilator. Testni ventilator je imel premer rotorja 248 mm in notranji premer ustja 254 mm. Po opravljeni študiji je bilo ugotovljeno, da manjša in enakomerna zračna reža znatno prispeva k boljšim aerodinamskim lastnostim in manjši emitirani zvočni moči, ki jo seva ventilator v okolico.

**Ključne besede:** aksialni ventilator, zračna reža, aerodinamska karakteristika, zvočna moč

## 1 Uvod

V industriji se pri razvoju rotorja običajno izkustveno upošteva dejstvo, da natok v ventilator močno vpliva na aerodinamske in akustične lastnosti ventilatorja. Za ventilatorje je značilno, da tok skozi špranjo med ustjem in temenom lopatice ventilatorja bistveno vpliva na maksimalni tlak, ki ga je ventilator sposoben proizvesti. Če masni tok skozi špranjo ni podvržen spremembam notranje energije, je odvisen le od debeline špranje in viskoznosti medija. Tako

Matej Milavec, univ. dipl. inž.,  
Stanislav Pivk, univ. dipl. inž.,  
oba Hidria Inštitut Klima, d. o. o.,  
Godovič, prof. dr. Brane Širok,  
univ. dipl. inž., Univerza v Ljubljani,  
Fakulteta za strojništvo,  
dr. Matjaž Eberlinc, univ. dipl.  
inž., Univerza v Ljubljani, Fa-  
kulteta za strojništvo

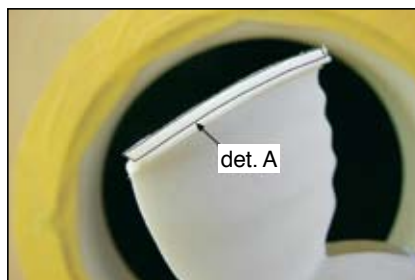
bo masni tok v špranji majhen, če bo debelina reže majhna in viskoznost medija velika. Ob povečevanju špranje in zmanjševanju viskoznosti pa se bo tok skozi špranjo povečeval. Tok v špranji povzroča v kombinaciji s tokom skozi medlopatični prostor inducirani vrtinec, ki destabilizira tok medija skozi področje rotorja ventilatorja. Nestabilnost medija se izraža v povečanju pulzacijskega tlaka, ki se lahko izražajo kot strukturni in aerodinamski hrup, ki ga generira ventilator. Nestabilnost tokovnih razmer se ravno tako odraža na stabilnosti delovanja ventilatorja. Če je debelina zračne reže manjša od mejne plasti medija ob lopatici in ohišju ventilatorja, se tok v špranji zaradi viskoznih sil značilno zmanjša.

V prej objavljenih prispevkih so avtorji raziskovali popis fizikalnega dogajanja znotraj pretočnega trakta in v sami okolici rotorja ventilatorja. Tako je Eck [1], [2] analitično obravnaval razvoj geometrije aksialnih in centri-

fugalnih ventilatorjev. Wallis [3] je pri analitičnih preračunih upošteval vstopni in izstopni kanal in tako razširil fizikalno sliko opazovanja. Nekateri avtorji so se ukvarjali z mehanizmi generiranja hrupa znotraj ventilatorja. Tako so Janos in sod. [4] ter Fukano in sod. [5] izvedli eksperimentalno analizo, v kateri je Janos analiziral obtekanje medija ob aksialni lopatici, prekrito z mehko tkanino, Fukano se je osredotočil na generiranje hrupa v področju špranje med temenom lopatice in ustjem ventilatorja. V prispevku je potrdil korelacijo med rezultati, pridobljenimi z anemometrom na vročo žičko in spektrom generiranega zvočnega tlaka. Fizikalno dogajanje znotraj špranje so tudi numerično prikazali Oh in sod. [6] ter Jiang in sod. [7]. Thomas in sod. [8] so raziskali vpliv turbulence v rotorju ventilatorja in posledično na generiranje hrupa. Venter in sod. [10] so opisali vpliv neenakomernosti zračne reže na integralno karakteristiko aksialnega ventilatorja. Fukano

in sod. [5] so predstavili vpliv zračne reže na generiranje hrupa in aerodinamske lastnosti štirih komercialnih ventilatorjev, kjer je bilo ugotovljeno izrazito povečanje generiranja hrupa v posameznih frekvenčnih pasovih. Fukano in sod. [11] so predstavili eksperimentalno analizo z anemometrijo na vročo žičko za analizo generiranja fluktuacij zračnega toka v bližini zračne reže. Ugotovljeno je bilo, da hrup, ki ga generira rotor, vsebuje diskretne frekvence zvoka, kar je posledica neenakomernosti zračne reže, ki nastane zaradi interakcije ohišja in lopatice vzdolž zračne reže. Ravno tako so Kameier in sod. [12] prikazali model generiranja ozkopasovnega hrupa kot posledico geometrije zračne reže. Engin in sod. [13] so z eksperimentalnim delom ugotovili vpliv neenakomernosti zračne reže na rotor centrifugalnega ventilatorja, ki se je odražal v obliki poslabšanja aerodinamske karakteristike in nestabilnosti delovanja.

V tem prispevku je obravnavan vpliv debeline in neenakomernosti zračne reže med temenom lopatice in ustjem aksialnega ventilatorja na aerodinamsko in akustično karakteristiko. Mehanizem vpliva zračne reže na delovanje ventilatorja je dobro poznan. Sestavljen je iz pojavov znotraj medlopatičnega prostora, kot so: (i) sekundarni tok zaradi razlike tlakov med dvema sosednjima lopaticama, (ii) tok med ustjem in temenom lopatice ventilatorja zaradi razlike tlakov med podtlačno in tlačno stranjo lopatice in (iii) odcepljanje mej-



a



b

**Slika 1.** Dodana vlaknasta tkanina na temenu lopatice – a, petlopatični aksialni ventilator – b

ne plasti na robu temena lopatice zaradi relativnega gibanja lopatice ob steni ustja. Našteti efekti znotraj medlopatičnega prostora se združijo v inducirano vrtnčenje toka na sesalni strani lopatice. Z vidika velikega vpliva inducirane vrtnčenja na poslabšanje aerodinamske karakteristike in generiranje hrupa je obravnavani fenomen zanimiv. Za ugotovitev vpliva ekscentričnosti špranje je bila uporabljena pozicionirna miza za določitev želene lege rotorja ventilatorja v ustju. Da bi zmanjšali izgube delovne sposobnosti ventilatorja zaradi špranjskega efekta, je bila uporabljena vlaknasta tkanina, pritrjena na teme lopatice ventilatorja

(slika 1a), ki se je na koncu zaključila s prostimi vlakni. Takšen način vpetja je omogočal zmanjšanje špranje med ustjem ventilatorja in temenom lopatice. Uporabljena tkanina je omogočala oblikovanje tanke mejne plasti med ustjem in temenom lopatice ventilatorja.

Analiza vpliva debeline in ekscentričnosti zračne reže je bila izvedena na petlopatičnem aksialnem ventilatorju (slika 1b). Premer rotorja aksialnega ventilatorja znaša 248 mm. Ventilator je bil vgrajen v ustje notranjega premera 254 mm. Rotor in ustje ventilatorja sta bila izdelana s postopkom laserskega sintranja iz materiala PA 3200 GF. Rotor je bil preko kovinske pribornice pritrjen na elektromotor ventilatorja.

## 2 Eksperiment

Za potrditev vpliva zračne reže na integralno karakteristiko ventilatorja in generirano zvočno moč so bile opravljene meritve integralnih karakteristik in meritve zvočne moči pri različnih delovnih točkah ventilatorja. Vse meritve so bile izvedene na enak način, rezultati pa so preračunani na enake ambientne pogoje.

Za ugotovitev vpliva neenakomernosti zračne reže je bila uporabljena pozicionirna miza z natančnostjo 0,1 mm, ki omogoča nastavljanje lege rotorja ventilatorja v ustju. Da bi ugotovili vpliv ekscentričnosti zračne reže, je bila za primerjavo v prvi fazi izmerjena integralna ka-



a



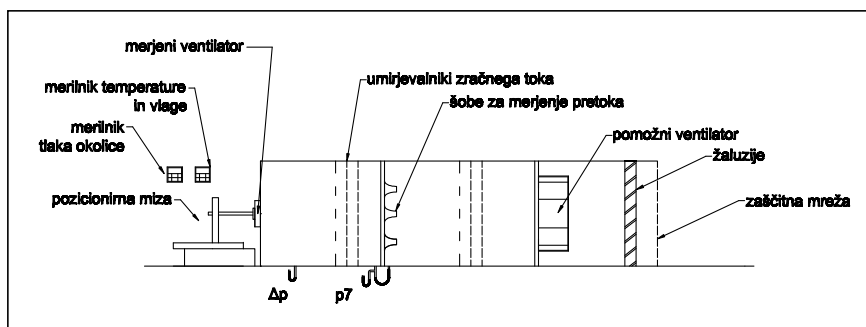
b

**Slika 2.** Merilna postaja za merjenje aerodinamske karakteristike aksialnega ventilatorja – a, merilna postaja v odmevnici za merjenje nivoja zvočne moči ventilatorjev – b

rakteristika ventilatorja z optimalno lego rotorja ventilatorja v ustju – brez ekscentričnosti. V optimalni legi je zračna reža enakomerno porazdeljena po obodu in znaša 3 mm. V nadaljevanju sta bili izmerjeni integralni karakteristiki ventilatorja z ekscentričnostjo 1 mm in 2 mm. S tem je bila dobljena neenakomerna porazdelitev debeline zračne reže, ki se je v prvem primeru gibala med 2 mm in 4 mm in v drugem primeru med 1 mm in 5 mm. Izvedena je bila tudi meritev integralne karakteristike aksialnega ventilatorja s pritrjeno vlaknasto strukturo na temenu lopatice, ki zmanjšuje zračno režo med ustjem in temenom lopatice ventilatorja. Struktura se je med obratovanjem ventilatorja oblikovala in zmanjšala nastanek sekundarnih vrtnicev. Na teh primerih vgradnje ventilatorja v ustje so bile izvedene tudi meritve zvočne moči.

Integralne aerodinamske meritve in meritve zvočnih moči so bile izvedene v laboratoriju Hidria Inštitut Klima. Testna postaja za merjenje aerodinamskih lastnosti ventilatorjev omogoča izvedbo meritev po standardu ISO 5801 [14]. Vgradnja ventilatorja v merilno postajo je prikazana na *sliki 2a* za merjenje integralne karakteristike in na *sliki 2b* za merjenje zvočne moči.

Aerodinamska karakteristika podaja odvisnost statičnega tlaka od volumskega pretoka in odvisnost izkoristka ventilatorja od volumskega pretoka na celotnem delovnem območju ventilatorja. Shema merilne postaje za merjenje aerodinamskih karakteristik je prikazana na *sliki 3*. Za določitev aerodinamske karakteristike je potrebno simultano meriti naslednje tlake: (i) diferencialni tlak pred testiranim ventilatorjem in za njim, (ii) diferencialni tlak pred šobo in za njo, za določitev volumskega pretoka  $q_v$  in (iii) diferenco tlakov pred šobo in okolico. Uporabljeni so bili trije tlačni senzori tipa Mensor 6100. Za določitev temperature zraka in relativne vlažnosti je bil uporabljen merilnik Vaisala HMT 330, Vaisala PTB 220 pa za določitev barometričnega tlaka. Poleg omenjenih veličin se je s pomočjo merilnika Zimmer LGM450 merila električna



Slika 3. Merilna postaja za merjenje ventilatorjev v skladu z ISO 5801

priključna moč ventilatorja  $P_{el}$  in s pomočjo optičnega senzora vrtilna frekvenca ventilatorja  $n$ .

Rezultati v obliki aerodinamskih karakteristik, ki so predstavljeni v naslednjem poglavju, so predstavljeni v brezdimenzijski obliki. Parametri aerodinamske karakteristike so definirani z naslednjimi enačbami:

$$\varphi = \frac{4q_v}{\pi D^2 u}, \quad \psi = \frac{2\Delta p_t}{\rho u^2},$$

$$\lambda = \frac{8P_w}{\pi \rho D^2 u^3}, \quad \eta = \frac{\varphi \psi}{\lambda} \quad (1)$$

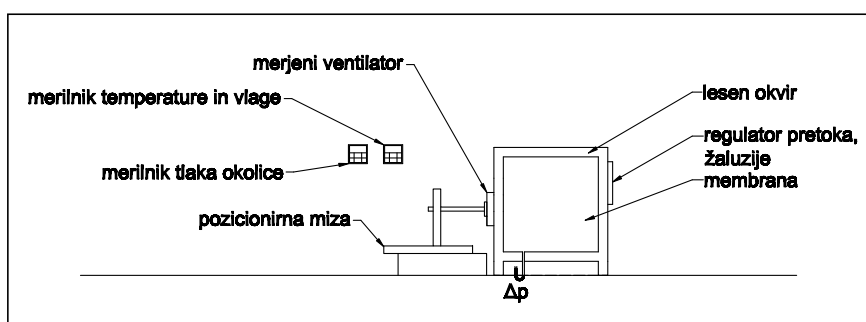
kjer je  $\varphi$  pretočno število,  $\psi$  tlačno število,  $\Delta p_t$  totalni tlak (vsota statičnega in dinamičnega tlaka),  $\lambda$  energijski koeficient,  $P_w$  vhodna električna moč (kW),  $\eta$  izkoristek,  $D$  premer rotorja ventilatorja,  $\rho$  gostota zraka in  $u$  hitrost.

Merilna negotovost se nanaša na: (i) meritve razlike tlakov s tlačnimi zaznavali, (ii) meritve temperature in razlike tlaka pred šobo za korekcijo gostote, (iii) meritve električne moči ventilatorja z digitalnim analizatorjem, (iv) meritve vrtilne frekvence z optičnim zaznavalom in (v) meritve pogojev okolice (temperature, relativne vlažnosti in barometričnega tla-

ka). Merilna negotovost je definirana za posamezne veličine v skladu s standardom ISO 5801 [14]. Merilna negotovost za volumski tok znaša  $\pm 2\%$ , za merjenje diferencialnega tlaka  $\pm 1,4\%$  in za merjenje električne moči  $1\%$  od dejanske vrednosti.

Meritve hrupa so bile izvedene na podlagi že izmerjenih aerodinamskih karakteristik. Izbrane so bile štiri delovne točke ventilatorja v področju med prostim pretokom in sedlom aerodinamske karakteristike. Meritve zvočnih moči so bile narejene na merilni postaji, ki jo prikazuje *slika 4*, nameščeni v odmevnici. Uporabljena odmevnica omogoča izvedbo meritev v skladu s standardom ISO 3741 [15]. Merilna postaja, na kateri je bil pritrjen ventilator, je izdelana v skladu s standardom ISO 10302 [16] in služi kot simulator obremenitve ventilatorja.

Testni ventilator je bil preko konzole pritrjen na pozicionirno mizo. Tlačna diferena  $\Delta p$  pred ventilatorjem in za njim je bila merjena z istimi merilnimi inštrumenti, uporabljenimi pri meritvah aerodinamske karakteristike. Meritve zvočne moči so bile opravljene z merilno opremo proizvajalca Bruel & Kjaer. Uporabljeni so bili: (i) analizator zvoka Bruel & Kjaer 2260



Slika 4. Shema merilne postaje za merjenje hrupa aerodinamskega ventilatorja

s pripadajočima mikrofonoma tipa 4231, (ii) rotacijska stojala za krajevno povprečenje ravni zvočnega tlaka in (iii) zvočni vir. Uporabljena merilna oprema omogoča natančnost meritev znotraj 0,5 dB ravni zvočne moči. Za določitev robnih pogojev sta bila pred meritvijo izmerjena odmevni čas in hrup ozadja. Raven zvočne moči ozadja je znašala 18 dB in je premajhna, da bi lahko vplivala na same rezultate meritev. Zvočna moč ventilatorja je bila izračunana v skladu s standardom [16] po enačbi:

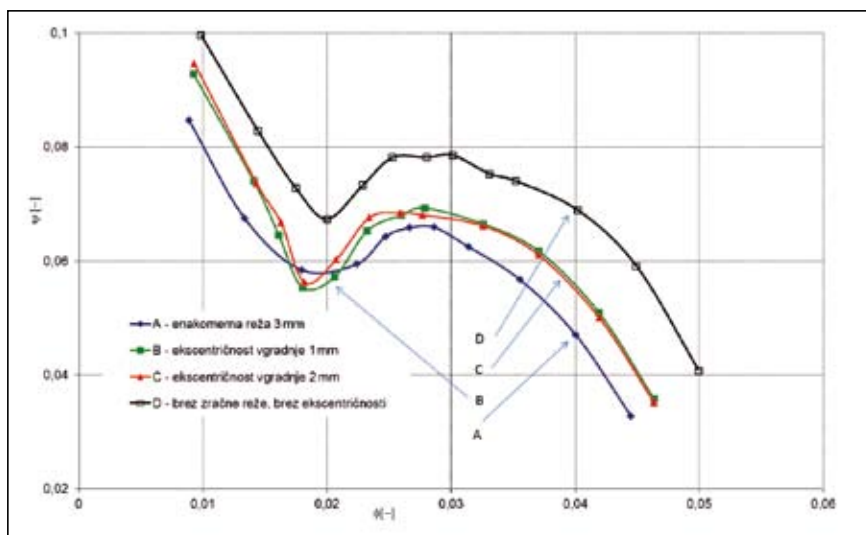
$$L_w = \bar{L}_p + \left\{ 10 \lg A + 4,34 \frac{A}{S} + 10 \lg \left( 1 + \frac{Sc}{8Vf} \right) - 25 \lg \left( \frac{427}{400} \sqrt{\frac{273}{273 + \theta}} \frac{B}{101300} \right) - 6 \right\} \quad (2)$$

kjer je  $L_w$  raven zvočne moči merjenja,  $\bar{L}_p$  povprečna raven zvočnega tlaka,  $A$  ekvivalentna absorpcijska površina,  $S$  celotna površina sten odmevnice,  $V$  volumen odmevnice,  $f$  centralna frekvenca merjenega pasu,  $c$  hitrost zvoka v odvisnosti od temperature,  $\theta$  temperatura in  $B$  atmosferski tlak. Merilna oprema za merjenje tlačne diference pred ventilatorjem in za njim ter merilna oprema za merjenje okoliških pogojev sta isti kot pri merjenju aerodinamske karakteristike.

### ■ 3 Rezultati meritev

V tem poglavju so predstavljeni rezultati meritev vpliva ekscentričnosti vgradnje ventilatorja na aerodinamsko in akustično karakteristiko ventilatorja.

Krivulje A, B, C in D na sliki 5 predstavljajo tlačna števila (enačba 1) ventilatorja z različnimi legami vgradnje v ustje. Na sliki 6 so krivulje pripadajočih izkoristkov. Za ugotovitev vpliva ekscentričnosti vgradnje so bile izvedene meritve ventilatorja brez ekscentričnosti vgradnje in z debelino zračne reže po celotnem obodu 3 mm, tj. osnovna lega ventilatorja (krivulja A na sliki 5), ventilator z ekscentričnostjo 1 mm in zračno režo med 2 in 4 mm debeline (krivulja B na sliki 5) in ventilator z ekscentričnostjo 2 mm in debelino zračne reže med 1 in 5 mm (krivulja C na sliki 5). Krivulja D



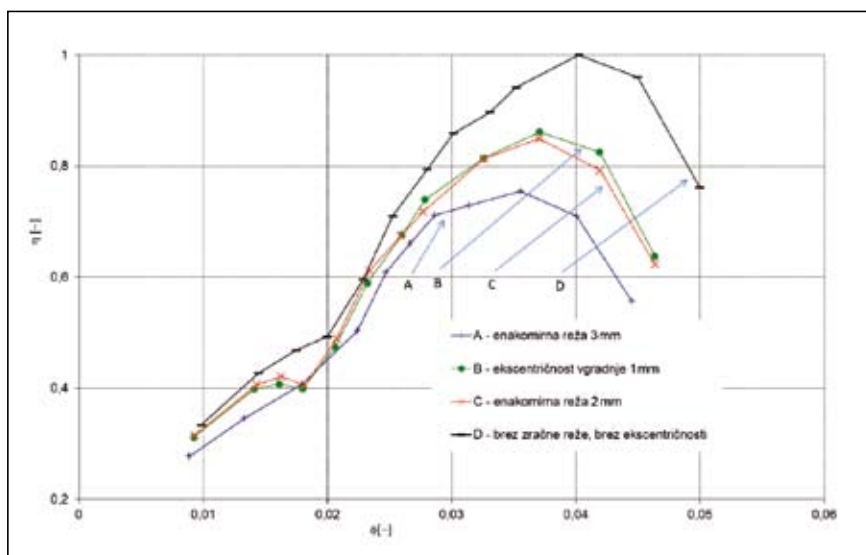
Slika 5. Tlačno-pretočne karakteristike ventilatorjev za različne vgradnje v ustju

na sliki 5 predstavlja aerodinamsko karakteristiko vgradnje ventilatorja v ustju brez zračne reže. Na temenu lopatice je bila pritrjena tkanina, ki je zapolnila prostor zračne reže med ustjem in temenom lopatice ventilatorja, kot je bilo to prikazano na sliki 1a. Iz poteka izkoristka, ki pripada krivulji D na sliki 6, je razvidno, da ima ventilator brez zračne reže za 20 % večji izkoristek in 16 % večje tlačno število kot ventilator s 3 mm debelo zračno režo (izkoristek, ki pripada krivulji A na sliki 6) v delovni točki optimalnega izkoristka.

Z zmanjševanjem zračne reže med temenom lopatice in ustjem ventilatorja se delovna sposobnost ventilatorja povečuje progresivno.

Študija vpliva ekscentrične vgradnje rotorja v ohišje tudi nakazuje, da ima ventilator z enakomerno zračno režo neznatno manjši aerodinamski izkoristek kot ekscentrično vgrajen rotor. Ob tem pa je ugotovljeno, da ima ventilator z enakomernjšo zračno režo mirnejši tek in bolj stabilno delovanje.

Slika 7 prikazuje odvisnost nivoja zvočne moči od pretočnega števila. Nivo zvočne moči pri različnih legah vgradnje ventilatorja v ustje je bil izmerjen v štirih delovnih točkah. Meritve so bile izvedene z merilnim inštrumentom za reguliranje obremenitve ventilatorja. S slike 7 je razvidna razlika med vsemi štirimi vgradnjami ventilatorja. V točki maksimalnega



Slika 6. Karakteristike izkoristkov ventilatorja za različne vgradnje v ustju

izkoristka najmanj zvočne moči emitira ventilator pri vgradnji brez zračne reže (*krivulja D* na *sliki 7*). Najmanjši hrup doseže ravno v področju maksimalnega izkoristka. V tem režimu je natok medija v medlopatici prostoru optimalen in brez motenj, za razliko od ostalih primerov lege vgradnje ventilatorja v ustju (*krivulje A, B in C* na *sliki 7*). V preostalih primerih z zračno režo nastali inducirani vrtnec poveča turbulenco v medlopaticnem prostoru in posledično poveča generacijo hrupa. Intenziteta hrupa se povečuje s povečevanjem ekscentričnosti vgradnje ventilatorja.

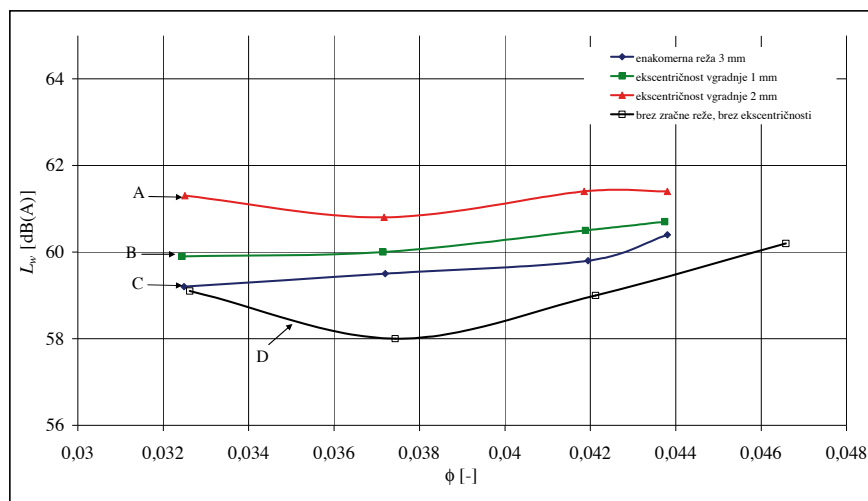
#### ■ 4 Sklep

Iz rezultatov meritev je opazna razlika v aerodinamskih in akustičnih lastnostih med vsemi primeri lege vgradnje ventilatorja v ustje. Pričakovana dobljena razlika v delovni sposobnosti in v izsevani zvočni moči je med vgradnjo ventilatorja, ki je imel enakomerno zračno režo, in med istim ventilatorjem brez zračne reže. Razlika je opazna v aerodinamski karakteristiki in v emitirani zvočni moči ventilatorja. Izkoristek ventilatorja brez zračne reže se je v primerjavi z ventilatorjem s 3 mm debelo zračno režo povečal za 20 % v področju optimalne delovne točke. Kljub višji aerodinamski karakteristiki se nivo zvočne moči v optimalni delovni točki zmanjša za 1 dB.

Ekscentričnost zračne reže vpliva na samo delovanje ventilatorja. Aerodinamski karakteristiki ventilatorja z ekscentričnostjo 1 mm in 2 mm imata rahel trend povečanja, ki pa je v mejah merilne negotovosti. Večja razlika je pri emitirani zvočni moči. S povečevanjem ekscentričnosti se povečuje nivo zvočne moči. Poleg zvočne moči se povečujejo pulzacije, kar se odraža kot nestabilno delovanje ventilatorja.

#### Viri

- [1] ECK, B., *Design and operation of centrifugal, axial-flow and cross-flow fans*, Pergamon press Ltd., Headington Hill Hall, Oxford, 1973.  
[2] ECK, B., *Technische Stromun-*



Slika 7. Akustične karakteristike ventilatorjev za različne vgradnje v ustju

- gslehre*, Springer Verlag, Berlin, 1978.  
[3] WALLIS, R. A., *Axial flow fans and ducts*, John Wiley & Sons, 1983.  
[4] JANOS, V., GABOR, K., Study of the aero-acoustic and aerodynamic effects of soft coating upon airfoil, *JSME International Journal*, 2006.  
[5] FUKANO, T., TAKAMATSU, Y., KODAMA, Y., The effects of tip clearance on the noise of low pressure axial and mixed flow fans, *Journal of Sound and Vibration*, 1986, letn. 2, št. 105.  
[6] OH, K. J., KANG, S. H., A numerical investigation of the dual performance characteristics of a small propeller fan using viscous flow calculations, *Computers & fluids*, 1999.  
[7] JIANG, C. L., CHEN, J. P., CHEN, Z. J., Experimental and numerical study on aerocoustic sound of axial flow fan in room air conditioner, *Applied acoustics*, 2007.  
[8] THOMAS, C., MARC, S., HAUKE, R., Axial flow fan broad band prediction, *Journal of sound and vibration*, 2006.  
[9] BLEIER, F. P., *Fan Handbook Selection, Application and Design*, McGraw Hill, New York, 1997.  
[10] VENTER, S. J., KROGER, D. G., The effect of tip clearance on the performance of an axial flow fan, *Energy Conversion and Management*, 1992, letn. 2, št. 33, str. 89–97.  
[11] FUKANO, T., JANG, C. M., Tip clearance noise of axial flow fans operating at design and off-design condition, *Journal of Sound and Vibration*, 2004, letn. 3–5, št. 275, str. 1027–1050.  
[12] KAMEIER, F., NEISE, W., Rotating blade flow instability as a source of noise in axial turbomachines, *Journal of Sound and Vibration*, 1997, letn. 5, št. 203, str. 833–853.  
[13] ENGIN, T., GUR, M., SCHOLZ, R., Effects of tip clearance and impeller geometry on the performance of semi-open ceramic centrifugal fan impellers at elevated temperatures, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2006, letn. 6, št. 30, str. 565–577.  
[14] ISO 5801:2006, *Fans for general purpose: Part 1 – Performance testing using standardized airways*, 2006.  
[15] ISO 3741:1999, *Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for reverberation rooms*, 1999.  
[16] ISO 10302:1996 *Acoustics – Method for the measurement of airborne noise emitted by small air-moving devices*, 1996.

## Aero-acoustic investigation of the axial fan due to changes of the tip clearance

**Abstract:** The effect of the changes in eccentricity and the size of tip clearance between the blade tip and the fan casing on the overall performance of an axial flow fan was investigated. An approach which accounts for the installation effects of the axial fan in its complete operating range is employed. In the presented paper, changes in the axial fan pressure coefficient and efficiency are evaluated in its complete operating range, as well as generated noise level at four characteristic working points of the axial fan. The aerodynamic and acoustic investigation is illustrated by applying it to the experimental data generated in a standardized fan test facility. The axial fan used in the experiment had an outlet diameter of 248 mm with a fan's casing inlet diameter of 254 mm. It is concluded that the appropriate tip clearance position can significantly contribute to a higher axial fan aerodynamic characteristic and lowers generated noise level.

**Keywords:** Axial fan, tip clearance, aerodynamic characteristic, sound power level

## Znanstvene in strokovne prireditve

### ■ Hybridtagung 2011 – Kongres o hibridnih pogonih mobilnih strojev

17. 02. 2011  
Karlsruhe, ZRN

*Organizator:*  
– TU Karlsruhe

*Tematika:*  
– praktične izkušnje s hibridnimi pogoni strojev  
– električna pogonska tehnika  
– obratovalno-gospodarsko vrednotenje hibridnih rešitev  
– napredki pri hibridnih komponentah  
– tehnologije akumuliranja  
– strategije in vodenje hibridnih pogonov

*Informacije:*  
– Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen, Gotthard-Franz-Straße 8, 76131 Karlsruhe, BRD, tel.: + 072-608-8601,  
– e-pošta: [hybridtagung@mobima.info](mailto:hybridtagung@mobima.info),  
– internet: [www.fast.kit.edu/mobima](http://www.fast.kit.edu/mobima)

### ■ International Exposition for Power Transmission (IFPE 2011) – Mednarodna razstava prenosa moči

22.–26. 03. 2011  
Las Vegas, ZDA

*Informacije:*  
– IFPE Exhibit Sales Department  
– brezplačni tel.: + (800)867-6060  
– tel.: + 1 414-298-4160  
– e-pošta: [sales@ifpe.com/index.asp](mailto:sales@ifpe.com/index.asp)

### ■ International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM 2001) – Mednarodna konferenca o fluidni tehniki in mehatroniki

17.–20. 04. 2011  
Beijing, Kitajska

*Informacije:*  
– <http://www.FPM2011.org>

*Pomembni datumi:*  
– oddaja prispevkov: 30. 01. 2011  
– sporočilo o sprejemu prispevkov: 01. 05. 2011  
– oddaja dokončane vsebine prispevkov: 30. 05. 2011  
– predhodna prijava udeležbe: 30. 05. 2011

### ■ The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP 2011) – Dvanajsta skandinavska mednarodna konferenca o fluidni tehniki

18.–20. 05. 2011  
Tampere, Finska

*Informacije:*  
– profesor Kari T. Koskinen – predsednik SICFP '11  
– profesor Matti Vilenius – častni predsednik  
– Tampere University of Technology, Department of Intelligent Hydraulics and Automation, P. O. Box 589 FIN-33101 Tampere, Finland  
– tel.: + 358-3-3115-2264  
– faks: + 358-3-3115-2240  
– e-pošta: [scifp11@tut.fi](mailto:scifp11@tut.fi)  
– internet: [www.tut.fi/scifp11](http://www.tut.fi/scifp11)