

EFFECTC OF TIP CLEARANCE VARIATION ON BLOWER PERFORMANCE AND VELOCITY DISTRIBUTION AT THE DOWNSTREAM OF THE AXIAL BOWER ROTOR

Lilis Yuliati dan Sutrisno

Departement of Mechanical Engineering, Gadjah Mada University,

Jl. Grafika 2 Yogya. 52281. Email: sutrisno@ugm.ac.id

ABSTRACT

An experimental research of tip clearance effect on the performance and downstream velocity distribution of an axial blower have been investigated using hot wire anemometer. An exhaust fan employed to simulate the axial blower, had 4 blades with 38,1 cm rotor diameter and 14.8 cm blade height. The hub diameter of the blower had variations of 5.3-8,7 cm, while the chord length varied between 6.7 to 15.5 cm. The blower had conical casing with 112 cm length. The inlet and outlet diameter were 39 cm and 55 cm respectively. This research had two main objectives : (1) to investigate the tip clearance effect on the velocity distribution, and turbulence intensity at the downstream of the rotor, (2) tip clearance effect on the pressure rise and efficiency of the blower.

Velocity distribution was measured using hot wire anemometer equipped with data acquisition, while pressure tapping connected to an inclined manometer was used to measure pressure rise inside the casing. Both velocities and pressure rise were measured under three tip clearances and four angular speeds of the rotor. They were 0,0645, 0,0484 and 0,3225 for respective tip clearance chord ratio configurations and 440 rpm, 490 rpm, 555 rpm and 635 rpm for respective angular speeds.

The result showed that, by reduction of tip clearance of the blower more uniform velocity distribution, weaker turbulence intensity, lower flow rate, better efficiency and pressure rise could be achieved. Higher z/R ratio caused higher turbulence intensity and flatter distribution due to diffusion and production of turbulent kinetic energy. At $z/R = 2,94$ turbulence intensity reduced due to turbulent kinetic energy dissipation.

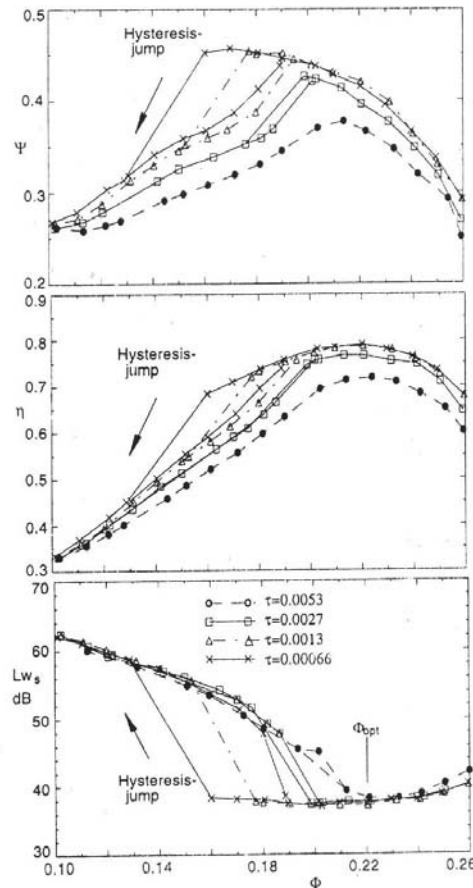
Keywords : tip clearance, axial blower, velocity, turbulence, performance.

INTRODUCTION

Beberapa penelitian baik eksperimen ataupun numeris telah dilakukan untuk mengetahui pengaruh *tip clearance* terhadap kinerja blower aliran aksial ataupun untuk menyelidiki struktur aliran bocor pada daerah *tip clearance*. Adachi dkk (1981), Yamamoto (1988), Foley dan Ivey (1996), Petersson dkk (1996)

THEORY

Kompresor, blower atau *fan* adalah suatu alat yang mentransfer energi ke aliran fluida kontinu, dari kerja yang dimasukkan melalui poros rotor, untuk menaikkan tekanan fluida. Dalam fluida yang mengalir berlaku hukum kontinuitas (kekekalan massa), kekekalan momentum dan kekekalan energi. Analisis pada mesin turbo bisa dilakukan dengan analisis volum kontrol, analisis diferensial atau dengan analisis dimensional.



Gambar 2.3 Pengaruh *tip clearance* terhadap kinerja fan aksial (Kameier dan Neise,1997)

Dinamika aliran fluida dalam blower

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

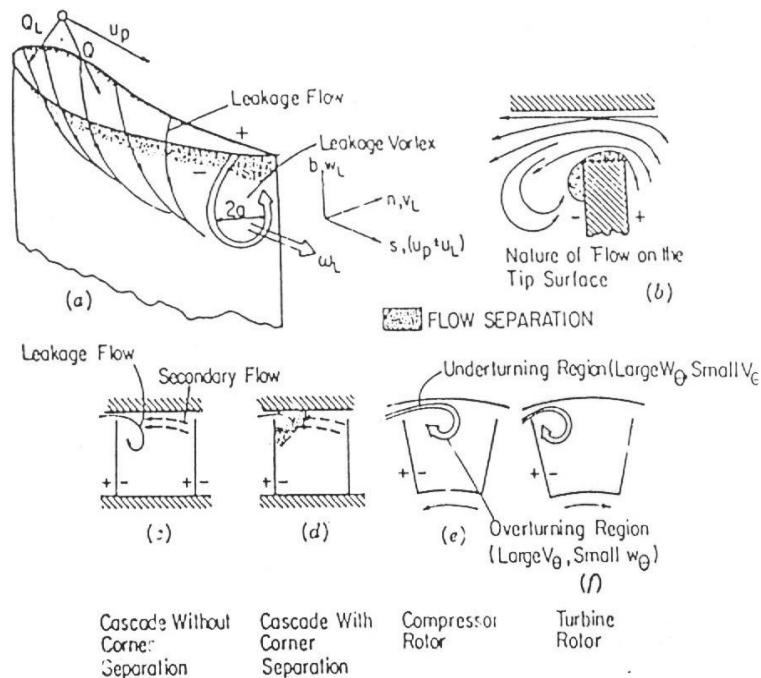
$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{V_\theta^2}{r} = F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right] \quad (2)$$

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + \frac{V_r V_\theta}{r} = F_\theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu \left[\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{\partial V_z}{r \partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Medan kecepatan pada *downstream* rotor blower dipengaruhi oleh berbagai variabel, diantaranya adalah *tip clearance*. Celah antara puncak sudu dengan dinding *casing* menyebabkan terjadinya aliran bocor akibat perbedaan tekanan statik antara sisi isap (*suction surface*) dan sisi tekan (*pressure surface*). Besarnya kecepatan aliran bocor pada celah bila pengaruh viskos diabaikan adalah :

$$Q_L = \sqrt{\frac{2(P_p - P_s)}{\rho}} \quad (5)$$



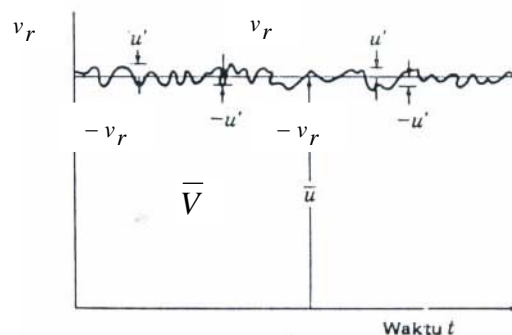
Gambar 2.5. Aliran pada daerah *tip clearance*

Massa aliran yang bocor sangat dipengaruhi oleh tinggi *clearance* dan pembebanan *blade*. Semburan aliran bocor dan aliran utama mempunyai arah yang berbeda sehingga terjadi diskontinuitas aliran yang akhirnya menggulung menjadi vorteks. Pada kasus tertentu aliran bocor tidak membentuk vorteks, karena tingkat turbulensi yang tinggi, kecepatan semburan tinggi, atau adanya separasi yang mendifusikan aliran bocor.

Pada daerah *clearance*, selain terdapat aliran bocor juga terdapat aliran sekunder, lapis batas dinding *casing* dan lapis batas dinding sudu. Interaksi antara aliran bocor dengan aliran sekunder dan lapis batas dalam daerah *tip clearance* menimbulkan medan aliran yang sangat kompleks. Aliran pada daerah *tip clearance* sangat tiga dimensional. Aliran bocor dan vorteks menimbulkan hal-hal sebagai berikut : medan aliran bersifat tiga dimensional, kehilangan energi karena aliran bocor yang tidak ikut dalam proses konversi energi, rugi-rugi aerodinamis, disipasi dan percampuran aliran bocor dengan vorteks mengakibatkan penurunan efisiensi, puncak *blade* tidak terbebani menimbulkan penurunan *pressure rise*, sudut belok aliran mengecil serta mempengaruhi batas *stall* dan *surge*, pada kompresor bertingkat menyebabkan ketidakstabilan pada barisan sudu berikutnya.

Mekanisme turbulensi

$$V_r = \bar{V}_r + v_r; \quad V_\theta = \bar{V}_\theta + v_\theta; \quad V_z = \bar{V}_z + v_z; \quad p = \bar{p} + p' \quad (6)$$



Gambar 2.6 Kecepatan rata-rata dan fluktuasi kecepatan radial pada sistem koordinat silinder

Tingkat turbulensi pada aliran fluida turbulen dinyatakan dengan intensitas turbulensi :

$$T_r = \frac{\sqrt{v_r^2}}{\bar{V}}; \quad T_\theta = \frac{\sqrt{v_\theta^2}}{\bar{V}}; \quad T_z = \frac{\sqrt{v_z^2}}{\bar{V}} \quad (7)$$

\bar{V} adalah kecepatan rata-rata yang ditentukan berdasarkan sifat aliran turbulen. Energi kinetik turbulen dinyatakan dengan :

$$k = 1/2 \cdot \rho (\overline{v_r^2} + \overline{v_\theta^2} + \overline{v_z^2}) \quad (8)$$

Fluida dalam aliran turbulen membentuk gulungan (*eddy*) dengan berbagai ukuran yang bergerak secara fluktuatif. Ukuran gulungan fluida menentukan *length scale* dalam aliran turbulen. Interval *length scale* dalam aliran turbulen sangat luas, dibatasi oleh dimensi medan aliran dan viskositas fluida. Skala panjang, kecepatan dan waktu untuk *eddy* terkecil (*Kolmogorov micro scale*) adalah :

$$\eta = (\nu^3 / \epsilon)^{1/4}, \quad \mathcal{G} = (\nu \epsilon)^{1/4}, \quad \tau = (\nu / \epsilon)^{1/2} \quad (11)$$

Skala aliran turbulen seperti tersebut diatas sangat berguna dalam penyederhanaan dan penyelesaian persamaan aliran turbulen dengan metode analisis dimensional.

Wall turbulence dan free turbulence

Turbulensi yang ditimbulkan dan dipengaruhi secara kontinyu oleh dinding disebut *wall turbulence*. Turbulensi yang terjadi pada jarak yang jauh dari dinding (tidak dipengaruhi oleh dinding) disebut *free turbulence* (Hinze, 1959). *Jets, wakes, plumes, shear layers, rotor wakes* dan semburan aliran bocor pada daerah *tip clearance* merupakan contoh *free turbulence*. Aliran turbulen di atas plat datar, aliran turbulen dalam pipa, lapis batas pada sudu, lapis batas pada dinding *casing* dan *hub* adalah contoh *wall turbulence*.

Dengan menggunakan *mixing length model* persamaan 34 menjadi :

$$\kappa^2 y^{+2} \left(\frac{du^+}{dy^+} \right)^2 = 1 \quad (35)$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C \quad (36)$$

Pada daerah *outer layer* yang jauh dari dinding pengaruh viskositas sangat kecil (bisa diabaikan), dengan menggunakan *mixing length model* persamaan 28 menjadi :

$$\kappa^+ y^{+2} \left(\frac{du^+}{dy^+} \right)^2 = 1 - \frac{y^+}{Re_*} \quad (37)$$

Persamaan kecepatan pada pusat pipa adalah :

$$\frac{u_o}{u_*} = \frac{1}{\kappa} \ln Re_* + B \quad (38)$$

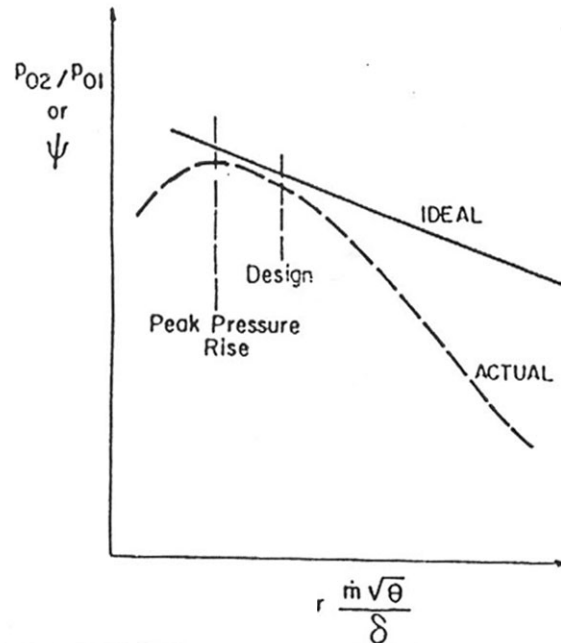
Kinerja blower

Kinerja blower dinyatakan dengan laju aliran massa (*mass flow rate*), kenaikan tekanan (*pressure rise*), dan efisiensi. Karakteristik blower biasa digambarkan dengan kurva kenaikan tekanan dan efisiensi terhadap laju aliran massa.

Aliran pada model dan *prototype* dihubungkan oleh hukum skala, sehingga aliran pada model dan *prototype* *similar*. Ada tiga kondisi yang harus dipenuhi untuk menjamin *similaritas* aliran pada model dan *prototype*, yaitu model dan *prototype* mempunyai geometri, kinematika dan dinamika *similar*. Berdasarkan analisis dimensional, laju aliran massa dan kenaikan tekanan dinyatakan dengan persamaan :

$$\Phi = \frac{Q}{N D^3} \quad (42)$$

$$\Psi = \frac{g \Delta H}{N^2 D^2} \quad (43)$$



Gambar 2.10 Kurva karakteristik kompresor atau blower

Bila laju aliran massa dikurangi, tekanan semakin besar, hingga pada suatu titik dimana laju aliran massa berkurang, kenaikan tekanan juga berkurang, hal ini disebut *stall*.

Efisiensi blower pada suatu tingkat dapat dinyatakan sebagai perbandingan antara kerja yang dilakukan poros (*work input*) untuk kompresor ideal terhadap *work input* untuk kompresor aksial pada laju aliran massa dan kenaikan tekanan yang sama.

$$\eta = \frac{h_{o2s} - h_{o1}}{h_{o2} - h_{o1}} \quad (44)$$

Bila kenaikan temperatur kecil, efisiensi dapat dinyatakan dengan :

$$\eta = \frac{c_p \dot{m} T_{o1} \left[\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{-P_{shaft}} \quad (45)$$

Efisiensi total blower dinyatakan sebagai perbandingan antara kerja yang dihasilkan blower tiap satu satuan waktu terhadap kerja masuk ke motor penggerak blower tiap satu satuan waktu.

$$\eta_o = \frac{\dot{W}_{out}}{\dot{W}_{in}} = \frac{\rho Q g \Delta H}{V.I} \quad (46)$$

Dalam penelitian ini digunakan *X hot wire probe*. Kalibrasi kecepatan dilakukan dengan menempatkan *X hot wire probe* pada unit pengalir, paralel dengan arah aliran (sensor 1 membentuk sudut 45° terhadap aliran dan sensor 2 membentuk sudut -45° terhadap aliran). Kecepatan udara dari nosel bervariasi dalam interval tertentu sesuai dengan yang diperlukan untuk pengukuran. Persamaan untuk masing-masing sensor yang diperoleh dari kalibrasi kecepatan adalah :

$$E_1^2 = A_1 + \hat{B}_1 \cdot V^{n_1}$$

$$E_2^2 = A_2 + \hat{B}_2 \cdot V^{n_2}$$

dimana $\hat{B} = B \cdot f^n(\alpha)$

$f(\alpha)$ adalah *yaw function* yang menghubungkan antara kecepatan aliran (V) dengan kecepatan efektif pendinginan (V_e). $V=V_e$ bila arah aliran fluida tegak lurus terhadap sensor. Kecepatan efektif pendinginan ditentukan dengan persamaan *Jorgensen* sebagai berikut :

$$V_e = V \cdot f(\alpha)$$

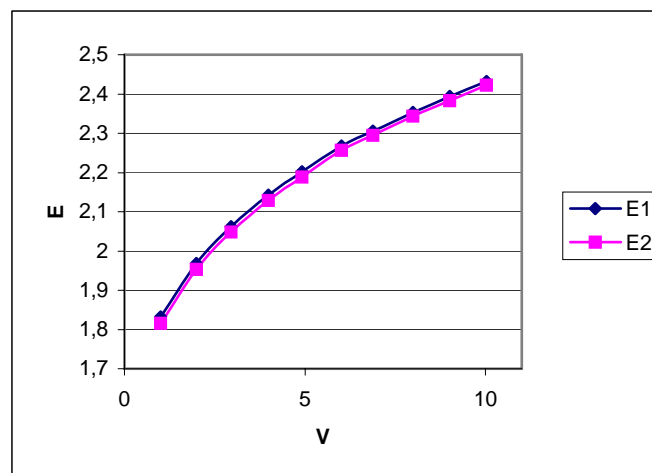
dimana : $f(\alpha) = (\cos^2 \alpha + k^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{0.5}$

Kalibrasi arah dilakukan pada sudut α bervariasi dengan kecepatan konstan. Tegangan yang terukur pada setiap sudut α dibandingkan terhadap tegangan yang terukur pada kalibrasi kecepatan, dan hasilnya diplot untuk menentukan $f(\alpha)$.

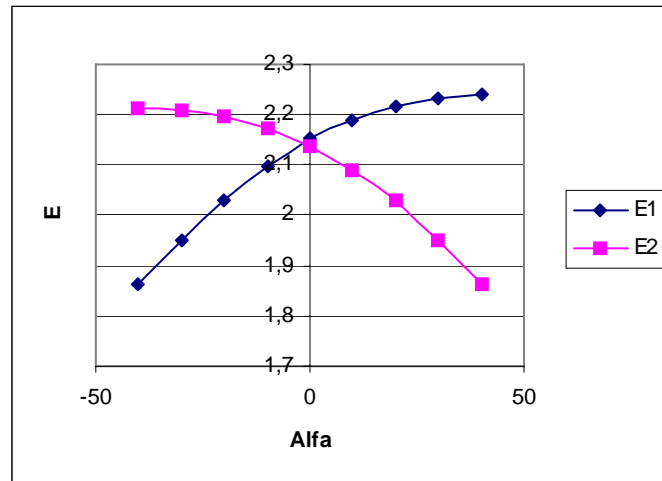
$$\frac{f_1^{n_1}(\alpha)}{f_1^{n_1}(45^\circ)} = \frac{\hat{B}_1(\alpha)}{\hat{B}_1(45^\circ)} = \frac{E_1^2(\alpha) - A_1}{E_1^2(45^\circ) - A_1}$$

$$\frac{f_2^{n_2}(\alpha)}{f_2^{n_2}(45^\circ)} = \frac{\hat{B}_2(\alpha)}{\hat{B}_2(45^\circ)} = \frac{E_2^2(\alpha) - A_2}{E_2^2(45^\circ) - A_2}$$

2. Manometer miring untuk mengukur tekanan. Digunakan manometer dengan fluida *red oil gauge* dengan berat jenis 0,876 dan skala penunjukan terkecil sebesar 0,01 inci H₂O .
3. Avo meter digital untuk mengetahui daya yang masuk ke motor blower.
4. *Stroboscope* untuk menghitung putaran rotor.
5. *Regulator* untuk mengatur besar kecilnya tegangan (0 – 240 volt) ke motor blower.
6. Kerucut kontraksi terowongan angin dengan perbandingan kontraksi 24 : 1 dan 2 lapis kasa untuk menyeragamkan aliran.



Gambar 3.7 Kurva kalibrasi kecepatan.



Gambar 3.8 kurva kalibrasi arah

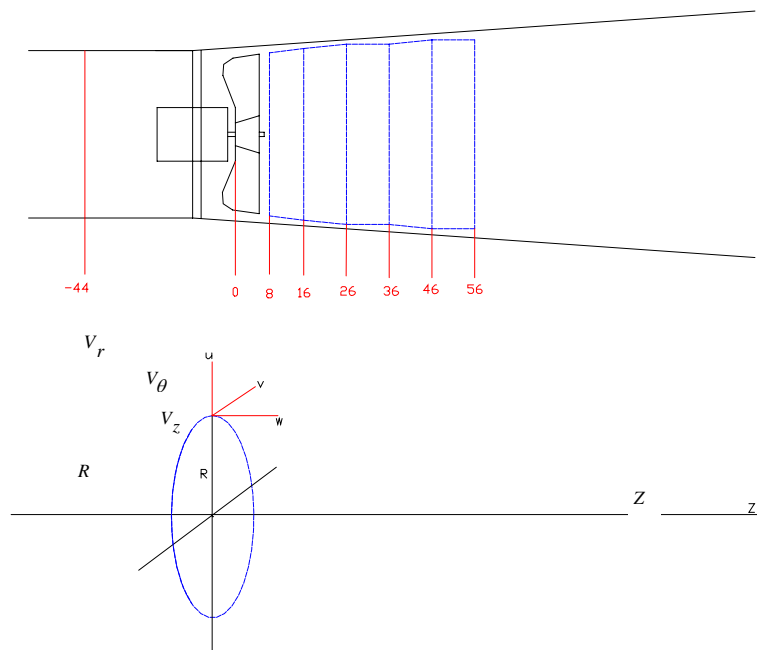
Besar yaw coefficient yang diperoleh dari kalibrasi arah adalah $k_1^2 = 0,045$ dan $k_2^2 = 0,104$.

Persamaan Jorgensen dituliskan sebagai berikut :

$$Ve1 = V(\cos^2 \alpha + 0,045 \sin^2 \alpha)^{0,5}$$

$$Ve2 = V(\cos^2 \alpha + 0,104 \sin^2 \alpha)^{0,5}$$

RESULTS AND DISCUSSION



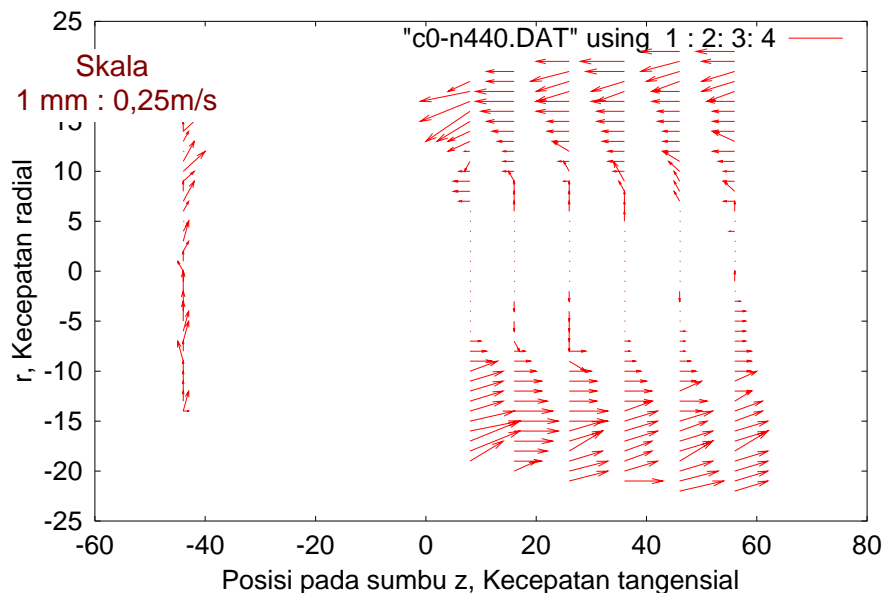
Gambar 4.1 Sistem koordinat dan titik pengukuran.

$$\bar{V}_r = \frac{1}{1024} \sum_{i=1}^{1024} V_{ri}; \quad v_r = (V_r - \bar{V}_r); \quad T_r = \frac{(\overline{v_r^2})^{1/2}}{V_{z in}}$$

$$\bar{V}_\theta = \frac{1}{1024} \sum_{i=1}^{1024} V_{\theta i}; \quad v_\theta = (V_\theta - \bar{V}_\theta); \quad T_\theta = \frac{(\overline{v_\theta^2})^{1/2}}{V_{z in}}$$

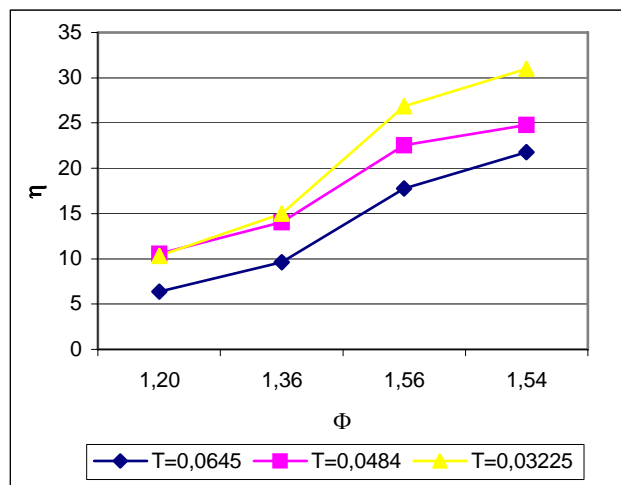
$$\bar{V}_z = \frac{1}{1024} \sum_{i=1}^{1024} V_{zi}; \quad v_z = (V_z - \bar{V}_z); \quad T_z = \frac{(\overline{v_z^2})^{1/2}}{V_{z in}}$$

Vektor kecepatan pada *upstream* dan *downstream* blower

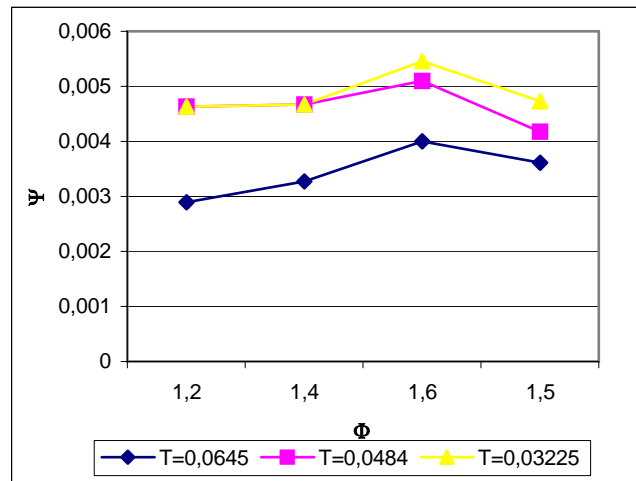


Gambar 4.8a Vektor kecepatan arah radial dan tangensial pada blower dengan $N=440$ rpm dan $\tau=0,0645$

Kinerja blower



Gambar 4.9 Efisiensi blower aksial



Gambar 4.10 Koefisien kenaikan tekanan blower

CONCLUSION

Dari hasil penelitian ini dapat disimpulkan hal-hal sebagai berikut :

1. Pola aliran (distribusi kecepatan) semakin teratur bila *clearance* semakin kecil, karena difusi aliran semakin kuat dan gangguan karena aliran bocor semakin lemah.
2. Intensitas turbulensi semakin kecil bila *clearance* semakin kecil, karena gangguan aliran bocor semakin lemah.
3. Intensitas turbulensi pada *downstream* blower bertambah besar dan distribusinya semakin merata bila z/R bertambah besar, ini menunjukkan adanya difusi dan produksi energi turbulen.
4. Pada $z/R=2,94$ intensitas turbulensi berkurang, ini menunjukkan energi kinetik turbulen terdisipasi.
5. Efisiensi blower dan kenaikan tekanan semakin besar bila *clearance* semakin kecil.

REFERENCES

- Adachi, T., Sashikuma, H., Kawai, T., 1981, "Study on the Secondary Flow in the Downstream of a Moving Blade Row in an Axial Flow Fan", Buletin of JSME vol 24, hal 332-339.
- Balje, O.E., 1981, "Turbomachines : A Guide to Design, Selection and Theory", John Wiley and Sons, New York.
- Bejan, A., 1984, "Convection Heat Transfer", John Wiley and Sons, New York
- Bruun, H.H., 1995, "Hot Wire Anemometry, Principles and Signal Analysis", Oxford University Press, New York.
- Dietzel, F., 1993, "Turbin, Pompa dan Kompresor", Erlangga, Jakarta.
- Dixon, S.L., Sutanto, 1986, "Mekanika Fluida, Termodinamika Mesin Turbo", UI Press, Jakarta.
- Foley, A.C., Ivey, P.C., 1996, "Measurement of Tip Clearance Flow in Multistage Axial Flow Compressor", ASME, Journal of Turbomachinery vol 118, hal 211-217.
- Hinze, J.O., 1959, "Turbulence, An Introduction to Its Mechanism and Theory", McGraw-Hill, New York.
- Kameier, F., Neise, W., 1997, "Experimental Study of Tip Clearance Losses and Noise in Axial Turbomachines and Their Reduction", ASME, Journal of Turbomachinery vol 119, hal 461-471.
- Lakshminarayana, B., 1996, "Fluids Dynamic and Heat Transfer of Turbomachinery", John Wiley and Sons, New York.

- Mutama, K.R., Hall, A.E., 1996, "The Experimental Investigation of Jet Fan Aerodynamics Using Wind Tunnel Modelling", ASME, Journal of Fluids Engineering vol 118, hal 322-328.
- Petersson, P., Larson, M., Jonsson, L., 1996, "Measurements of the Velocity Field Downstream of an Impeller", ASME, Journal of Fluids Engineering vol 118, hal 602-610.
- Schlichting, H., 1979, "Boundary Layer Theory", MC Graw Hill, New York.
- Sutrisno, 2000, "Solution for the Fluid Flow Dynamics of an Axisymmetric Jet with Swirl and Its Implementation on Fan Flow", Departement of Mechanical Engineering, Gadjah Mada University, Jogjakarta.
- Tennekes, H., Lumley, J.L., 1972, "A First Course in Turbulence", MIT Press, USA.
- Yamamoto, A., 1988, "Interaction Mechanism between Tip Leakage Flow and the Passage Vortex in a Linear Turbine Rotor Cascade", ASME, Journal of Turbomachinery vol 110, hal 329-338.