

PEMODELAN TEORITIS ALIRAN SEKUNDER DAN VALIDASI EKSPERIMENTAL PADA KOMPRESOR AKSIAL DENGAN KOMPRESOR CASCADE

Ahmad Suryadi

Jurusan Teknik Pendingin dan Tata Udara Politeknik Sekayu

E-mail: Ahmadsuryadi.tp@gmail.com

RINGKASAN

Salah satu usaha untuk memprediksi kenaikan tekanan pada suatu desain kompresor aksial dilakukan dengan pemodelan teoritis deviasi sudut turning serta AVR. Pemodelan ini menggunakan teori aliran sekunder di dalam *cascade* oleh [Marsh H dan Glynn D], dimana aliran *viscous* tiga dimensi yang melintasi *blade passage* dianggap sebagai aliran non-viscous tetapi mengandung *vorticity*. Di daerah *inlet boundary layer*, *vorticity* ini berasal dari normal *vorticity* dan *streamwise vorticity*. Akibat perbedaan waktu tempuh partikel yang melintasi *suction side* dan *pressure side* maka *vorticity* di inlet akan terlihat sebagai *secondary vortex* pada normal *exit cascade*. Melalui persamaan integrasi teori aliran sekunder didapatkan persamaan matematis deviasi outlet angle ($\Delta\beta_2$), *axial velocity ratio*, hingga algoritma pemrograman komputer. Sebagai analisis hasil, selanjutnya dibandingkan dengan eksperimen yang dilakukan oleh Sasongko H. Tentunya dengan *blade geometry*, *cascade configuration* yang sama. Hasil yang diperoleh secara keseluruhan menunjukkan adanya kesesuaian yang baik antara teori dengan eksperimen. Namun ada sedikit perbedaan terutama di daerah yang berkaitan dengan pengaruh separasi aliran tiga dimensi.

Kata kunci : Kompresor Aksial, Aliran sekunder, sudut turning ($\Delta\beta_2$), ratio kecepatan aksial (AVR), koefisien kenaikan tekanan (C_p).

PENDAHULUAN

Kompresor aksial adalah salah satu pesawat yang berfungsi untuk menaikkan tekanan suatu fluida kerja *compressible*, dengan arah aliran aksial (sejajar poros). Penelitian yang dilakukan guna menyelidiki detail aliran fluida didalam kompresor yang sedang berputar sangatlah sulit, sehingga untuk mensimulasikan aliran didalam kompresor aksial digunakan kompresor *cascade*.

Aliran sekunder pada kompresor *cascade* adalah *non primary flow* yaitu aliran yang bukan merupakan aliran utama (aliran aksial). Terbentuknya aliran sekunder disebabkan fenomena separasi aliran tiga dimensi yang sangat rumit akibat *interference*

antara *blade boundary layer* dengan *endwall boundary layer* di daerah dekat *hub* maupun dekat *casing* baik pada kompresor rotor maupun kompresor stator. Secara eksperimen untuk mengetahui informasi bagaimana hubungan aliran sekunder terhadap kompresor *cascade* maka perlu diselidiki medan aliran sekunder di *exit cascade*.

Penelitian secara eksperimen untuk tujuan ini dibutuhkan biaya yang cukup mahal, untuk itu penelitian ini dilakukan dengan pemodelan teoritis melalui metode analitis, yaitu suatu metode pemodelan yang memperhatikan bentuk aerodinamis sudu serta geometri aliran, dimana digunakan kompresor *cascade* tanpa *tip clearance*

(mensimulasikan aliran antara hub dengan blade pada kompresor rotor), dengan sudut *stagger* yang lemah ($<40^\circ$) dan *angle of attack* 4° , 8° , 12° . *Blade profil* yang digunakan adalah *British airfoil* : **9 C7 / 32,5 C50**.

Tujuan penelitian dilakukan untuk membuat suatu prediksi deviasi sudut *turning*, perubahan *axial velocity ratio* (AVR) serta koefisien tekanan (C_p) sepanjang setengah span. Hasil pemodelan selanjutnya dibandingkan dengan hasil eksperimen, tentunya dengan *blade geometry*, *cascade configuration*, *inlet* dan *outlet flow condition* yang sama.

TINJAUAN PUSTAKA

• Aliran Sekunder Pada Kompresor Cascade

Penelitian **Came & Marsh H** [1] menyatakan “ Pada aliran fluida *non-uniform* yang melintasi *cascade*, maka akan dihasilkan aliran sekunder di *exit cascade*. Pada penelitian dengan pemodelan ini diselesaikan dengan landasan teori yang dikembangkan oleh **Hawthorne**, dimana akibat perbedaan waktu tempuh partikel fluida yang melintasi *suction* dan *pressure side* maka bidang *vorticity* akan berputar sehingga *inlet vorticity* akan terlihat sebagai *secondary vortex* pada *exit cascade*.

Suatu model matematis hasil penelitian **Marsh** [2] menunjukkan bahwa dengan teori **sirkulasi Kelvin** [14] untuk aliran *incompressible*, dimana akibat perbedaan waktu tempuh partikel fluida yang berpindah melalui dua permukaan sudu, maka perubahan *axial velocity* dan adanya defleksi melewati sudu mempunyai pengaruh signifikan terhadap *secondary vorticity*.

Pada pemodelan **D Glynn** [10] dinyatakan bahwa penggunaan *power law profil* untuk *endwall boundary layer*, maka variasi sudut *exit angle* yang melintasi span ditunjukkan sebagai

slope yang diskontinu. Perubahan bentuk *boundary layer* diestimasi sesuai dengan perubahan *axial velocity* yang diakibatkan aliran sekunder, dimana *velocity profil* pada inlet dan exit dari *cascade* didekati oleh persamaan :

$$(-) = (-) = \left(\frac{\Psi}{r}\right) \quad (1)$$

Persamaan diatas bila disubstitusikan dan jika tanpa adanya kerugian tekanan stagnasi, maka **Glynn** memberikan suatu persamaan :

$$W1^2(n1) = W2^2(n1) \quad (2)$$

Atau

$$\frac{\beta}{\beta} = \frac{\beta}{\beta} \quad (3)$$

dimana :

$$f(n) = 0.9 - \frac{\beta}{\beta} [1 - (0.1) \frac{\beta}{\beta}] \quad (4)$$

• Aliran Sekunder Pada Kompresor cascade Tanpa Tip Clearance

Penelitian yang dilakukan oleh **Storer** [3], **Kang** [4], **Hubner** [5] dan **Sasongko H** [6], dipilih suatu konfigurasi sudut dengan *stagger* lemah ($\lambda < 40^\circ$), tanpa *tip clearance* dan *camber* yang besar, hal ini menunjukkan konfigurasi khas sudu dari kompresor rotor (dekat *hub*). Gambar 1 *oil flow picture* pada *endwall* dan medan aliran sekunder dekat *endwall* dapat dilihat pada exit tanpa *tip clearance* [5].



Gambar 1. Oil flow picture cascade tanpa tip clearance [5]

Hasil yang dilakukan oleh peneliti diatas menunjukkan terbentuknya separasi secara tiga dimensi di sudut antara *suction* dengan *cascade wall* dekat *trailing edge*. Separasi aliran tersebut menghancurkan aliran energi dekat *cascade wall* dan menyebabkan *blockage effect* sedemikian sehingga *axial velocity ratio* (AVR) aliran di mean radius dari sudu sedikit lebih besar dari 1,0. Teori ini terkenal sebagai **Corner Stall Theory**.

METODE PENELITIAN

Dalam mempresentasikan karakteristik aliran sekunder pada *compressor cascade* yaitu tampilan deviasi *turning angle* dan *axial velocity ratio* pada bidang (Y-Z) dengan arah tegak lurus / normal terhadap aliran keluar dilakukan pemodelan teoritis dengan metode analitis.

• Pemodelan Teoritis

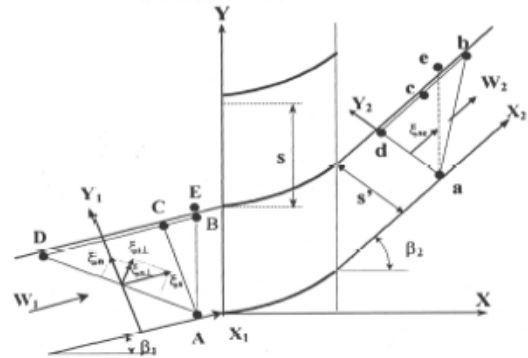
Pada pemodelan teoritis dengan method analitis, persamaan matematis diselesaikan dengan landasan teori **Hawthorne**, dimana aliran *viscous* tiga dimensi yang melintasi *blade passage* dianggap sebagai fluida *nonviscous* tetapi mengandung *vorticity*. Komponen *vorticity* yang diidentifikasi pada *exit cascade* berasal dari *normal vorticity* dan *streamwise vorticity* dari *inlet boundary layer*. Oleh karena perbedaan waktu tempuh partikel fluida yang melintasi *suction* dan *pressure side* maka mengakibatkan bidang *vorticity* akan berputar sehingga *inlet vorticity* akan terlihat sebagai *secondary vortex* pada *exit cascade*. Pada penelitian ini selain assumsi diatas juga dilakukan berbagai pendekatan antara lain :

- Penebalan *boundary layer* dalam *blade passage* diasumsikan sebagai aliran *non viscous* yang berkontraksi akibat pertambahan *axial velocity ratio*.
- Kompresor *cascade* dengan blade tipis dengan jumlah tak berhingga.
- Sudut *stagger* konstan.
- Reynold number konstan.

- Fluida *incompressible* dengan *density* (ρ) konstan.
- Steady flow.

• Distribusi Vortex

Distribusi *vortex* pada normal *exit cascade* dapat ditentukan berdasarkan gambar 3 :

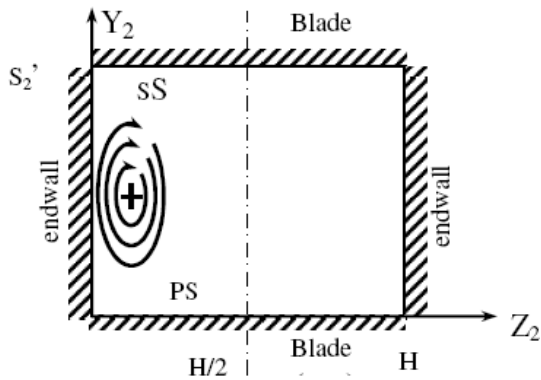


Gambar 2. Terbentuknya vector vortek $\perp A-D$

Seperti diketahui bahwa kecepatan partikel yang melintasi *suction side* lebih cepat dibanding partikel melintasi *pressure side*, sehingga untuk selang waktu yang sama, partikel d mempunyai jarak lintasan yang lebih panjang dibanding jarak lintasan partikel a. Ini berarti bahwa *control surface* di outlet yang tegak lurus w_2 (a-d) pasti berasal dari *control surface* di inlet (A-D), dimana A-D tidak tegak lurus w_1 . Adanya vektor *vortex* yang tegak lurus A-D menunjukkan bahwa pada AD terbentuk sirkulasi. Dari penjelasan diatas maka dapat disimpulkan :

- Sirkulasi dari aliran sekunder pada *exit cascade* ξ_{sec} terbentuk karena rotasi dari *control surface* ketika melewati *cascade*.
- Perputaran *control surface* ini akan makin besar bila perbedaan jarak lintasan (D-d) dibanding dari (A-a) semakin besar, hal ini sama juga artinya dengan melewati sudut semakin lengkung atau $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$ semakin besar.

Kondisi batas untuk menyelesaikan persamaan matematis pada penelitian ini :



Gambar 3. Kondisi batas pemodelan

HASIL PENELITIAN & PEMBAHASAN

• Hasil Pemodelan

Hasil penyelesaian persamaan matematis secondary vorticity pada pemodelan ini adalah:

$$\xi_{sec} = \left[\frac{\xi}{\dots} \right] \times \dots = \left[-(\sin^2 \dots - \dots \sin^2 \dots) + \dots (2 - 1) \left\{ \dots \right\} \right] \quad (5)$$

Hasil Penyelesaian matematis persamaan deviasi turning angle adalah:

$$\Delta\beta_2 = \arctan \left[\frac{\dots}{\dots} \right] \quad (6)$$

• Perbandingan Hasil Pemodelan Dengan Eksperimen

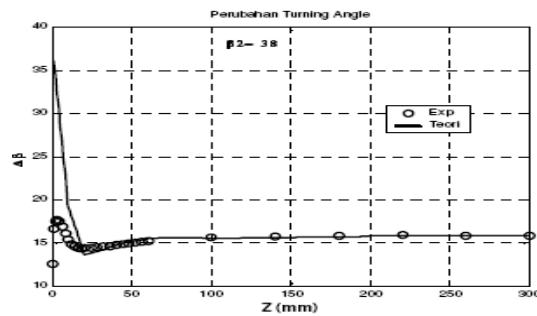
- Data Pemodelan

Pada penelitian ini, digunakan input data dengan *cascade configuration* dan kondisi *inlet boundary layer* seperti data dibawah ini :

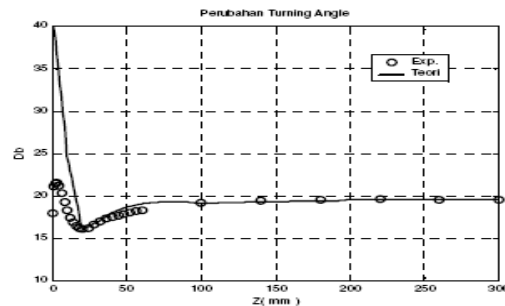
Tabel 1. Data pemodelan

BLADE PROFIL	BRITISH 9C7 / 32,5 C50		
Space chord ratio (s/l)	1,0		
Stagger angle (γ)	30 °		
Blade span (H= mm)	600		
Angle of attack (α)	4 °	8 °	12 °
Air inlet angle (β ₁)	34 °	38 °	42 °
Outlet angle β _{2M}	22,0871	22,1493	22,7351
AVR (mid span) μ	1,0088	1,0201	1,0156
Inlet boundary layer :			
P. law exponent (n ₁)	7,05	6,95	6,90
BL. thickness(δ ₁ =mm)	28,86	27,69	29,08

- Turning Angel



Gambar 4. Distribusi turning angle \$\beta_2 = 38\$

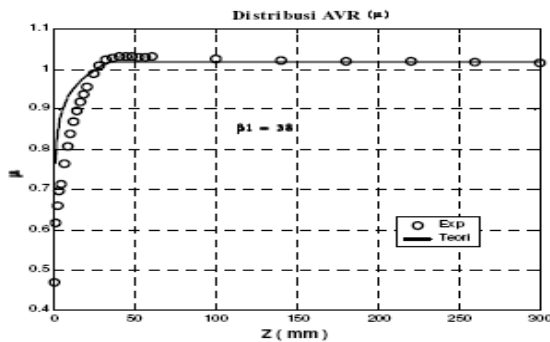


Gambar 5. Distribusi turning angle \$\beta_2 = 40\$

Gambar 4 dan gambar 5 adalah pola distribusi *turning angle* sepanjang span hasil pemodelan (teoritis) bersama-sama dengan hasil eksperimen. Sebagaimana yang ditunjukkan oleh hasil eksperimen, maka hasil pemodelan matematis juga menunjukkan pola distribusi *under turning – over turning* di daerah dekat *cascade wall*, yang juga makin menguat selaras dengan kenaikan 1. Jauh dari *cascade wall* hingga ke mid span (\$Z = 300\$ mm), pemodelan matematis berhasil memprediksi harga turning untuk setiap 1 sama seperti yang diberikan oleh hasil eksperimen.

Pada daerah yang sangat dekat dengan cascade wall, pemodelan matematis kurang begitu akurat dalam memprediksikan pola over turning. Terlihat bahwa untuk setiap kondisi β_1 , over turning yang diberikan oleh pemodelan matematis selalu relatif lebih besar dibanding yang diberikan hasil eksperimen.

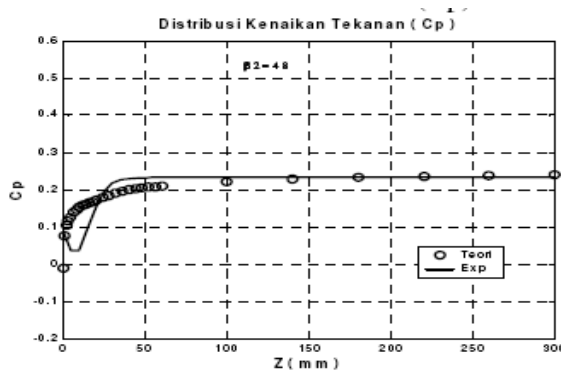
• Axial Velocity Ratio (μ)



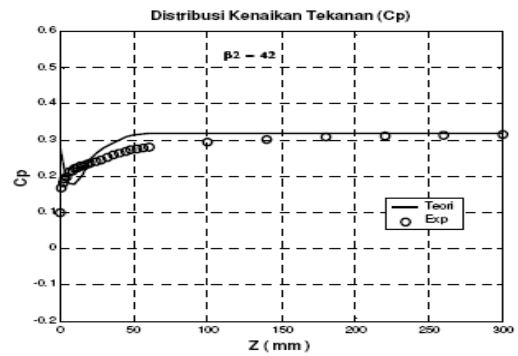
Gambar 6. Distribusi AVR (μ) Pada $\beta_1 = 38$

Secara kualitatif pemodelan matematis yang dibuat telah berhasil memprediksikan pola distribusi AVR sepanjang span yang identik dibanding dengan hasil eksperimen. Untuk kisaran posisi 6 % span dari cascade wall pemodelan matematis kurang begitu akurat memprediksikan AVR, penyebab ketidak akuratan itu adalah pengaruh separasi aliran 3 dimensi di dalam blade passages dekat cascade wall, yang belum dilibatkan pada pemodelan matematis

• Koefisien Kenaikan Tekanan (C_p)



Gambar 7. Pola distribusi C_p untuk $\beta_1 = 38$



Gambar 8. Pola distribusi C_p untuk $\beta_1 = 38$

Baik pemodelan matematis, maupun hasil eksperimen, memperlihatkan makin meluasnya daerah penurunan C_p (pressure deficit) selaras dengan kenaikan β_1 . Walaupun demikian hasil eksperimen memperlihatkan daerah pressure deficit yang lebih melebar ketengah span yang mengindikasikan pengaruh penambahan intensitas aliran sekunder akibat separasi aliran 3 dimensi didalam blade passages yang belum terlibat dalam penyusunan model matematis.

Berdasarkan analisis hasil pemodelan teoritis aliran sekunder pada kompresor cascade tanpa tip clearance maka, ada beberapa hal yang perlu didiskusikan.

Turning Angle ($\Delta\beta$) :

- Pengaruh terbentuknya aliran sekunder dekat endwall menyebabkan harga turning/deflection disepanjang span terlihat mempunyai harga yang tidak konstan (under-over turning).
- Pada bagian yang jauh dari endwall, terlihat teori dapat memprediksikan pola distribusi turning yang sesuai.
- Bila sudut aliran masuk diperbesar, maka intensitas aliran sekunder yang terjadi semakin kuat, hal ini akan mempengaruhi slope under-over turning semakin curam. Jelas bahwa pola under-over turning dipengaruhi keberadaan aliran sekunder.
- Pada bagian dekat endwall, semakin besar (β_1) teori ini kurang mampu memprediksi penurunan turning secara eksak. Hal ini disebabkan

pada pemodelan tidak diperhitungkan aliran sekunder akibat separasi aliran secara tiga dimensi didalam *blade passage*.

Axial Velocity Ratio :

- Pada bagian yang jauh dari *wall*, dimana pengaruh *secondary vorticity* yang lemah terlihat antara teori dan eksperimen menunjukkan adanya kesesuaian. Pola distribusi pada daerah ini dapat memprediksikan harga AVR (μ) dengan tepat.
- Pada teori bila *angle of attack* (α) dinaikan dengan *stagger* (l) konstan maka intensitas aliran sekunder semakin kuat. Dengan demikian *blockage effect* yang terjadi di dekat *endwall* juga semakin besar. Akibat yang timbul maka, aliran massa akan terkonsentrasi menjahui *endwall*, sedangkan di daerah dekat *endwall* mengalami penurunan (*mass deficit*).
- Pola distribusi AVR hasil eksperimen mempunyai slope yang lebih curam. Hal ini akibat separasi tiga dimensi, sehingga intensitas aliran sekunder pada eksperimen lebih kuat. Dengan demikian *blockage effect* di daerah dekat *endwall* semakin besar, sehingga membuat aliran massa semakin kecil (*mass deficit*).
- Akibat *blockage effect* aliran berkonsentrasi menjahui *endwall*. Hal ini pada hasil eksperimen ditandai dengan adanya harga (μ) yang lebih tinggi setelah keluar daerah penyumbatan, kemudian berangsur-angsur turun kembali hingga di tengah span.

Koefisien Kenaikan Tekanan (Cp) :

- Pengaruh penambahan intensitas aliran sekunder akibat separasi 3 dimensi didalam *Blade Passages* juga terlihat sebagai penurunan yang lebih tajam dari harga C_p pada setiap posisi span dekat *Cascade Wall*. Untuk kondisi β_1 yang lebih besar, Hal ini semakin jelas terlihat. Untuk $\beta_1 = 46^\circ$, Harga C_p yang

lebih rendah dari hasil eksperimen bahkan terjadi hingga ke tengah Span.

- $\beta_1 = 46^\circ$ pada kaskade kompressor yang diteliti ini adalah kondisi pembebanan, Yang mana kompressor yang bersangkutan hampir mengalami *Stall*. Oleh sebab itu, Pengaruh aliran sekunder dekat *Cascade Wall* bisa dirasakan hingga ke tengah span.

KESIMPULAN

Pada pemodelan yang sederhana ini, aliran *viscous* tiga dimensi yang melintasi *blade passage* diasumsikan *non-viscous* tetapi mengandung *vorticity*. Akibat perbedaan waktu tempuh partikel fluida yang melintasi *suction side* dan *pressure side* serta menganggap penebalan *boundary layer* dalam *blade passage* sebagai aliran *non viscous* yang berkontraksi akibat penambahan *axial velocity ratio* maka, diperoleh suatu persamaan *stream function* pada bidang normal aliran fluida keluar. Melalui penyelesaian matematik dari persamaan *stream function* akhirnya didapatkan persamaan pemodelan deviasi *outlet angle* ($\Delta\beta_2$) atau deviasi *turning angle* ($\Delta\beta$).

Setelah dibandingkan dengan hasil eksperimen (tentunya dengan kondisi yang *Jurnal Teknik Mesin, Volume 2, Nomer 2, Mei 2002 70* sama), secara general hasil pemodelan teoritis ini menunjukkan pola distribusi yang sesuai dengan hasil eksperimen. Namun di beberapa tempat (terutama dekat *endwall*) terlihat sedikit ada perbedaan. Perbedaan utama Karena pengaruh separasi tiga dimensi di sudut antara *endwall* dengan *suction side* dekat *trailing edge*, dimana kenaikan intensitas aliran sekunder akibat pembebanan pada pemodelan ini tidak diperhitungkan, tetapi hanya dilihat sebagai pengaruh penebalan *boundary layer* karena *blockage effect*, yang

mana akibat kenaikan harga AVR di tengah span.

DAFTAR PUSTAKA

1. Came, P.M & Marsh, H. 1974," Secondary Flow in Cascade : Two Simple Derivations for The Components of Vorticity, " *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 16, p.p 391- 401.
2. Marsh, H. 1974," Secondary Flow in Cascade : The Effect of Axial Velocity Ratio," *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol.16, p.p 402 - 407.
3. Storer, J.A.1991, "Tip Clearance Flow in Axial Compressor," PhD Dissertation University of Cambridge.
4. Kang, S. 1993," Investigation on Three Dimensional within a Compressor Cascade with and without Tip Clearance," PhD thesis Vrije Universiteit Brussel, Belgium.
5. Hubner, J. 1991,"Experimentelle und Theoretische Untersuchung der Wesentlichen Einflussfaktoren Auf die Spalt-und Sekunder Stromung in ", Dissertation Universitat der Bundeswehr, Munchen.
6. Sasongko, H.1997, "Rand und Spaltstromungen in Stark gestaffelten Verdichtergitter aus Schwach gewolbten Profilen," ZLR-Forschungsbericht 01.
7. Stark, U. 1989," Experimentelle Untersuchungen Zum Einfluss des Staffellungswinkels Auf die Sekunder Stromungen in ebenen Verdichtergittern", *Forch. Ing-Wes-Bd.55 Nr.5,S.135/148*.
8. Stark, U. and Bross, S. 1996," Endwall Boundary Layer Separation and Loss Mechanism in Two Compressor of Different Stagger Angle,"*agrad CP-571,s.1-1/1-14*.
9. Sven Baumgarten 1993, *Sekundarstromungsmessungen an einem schwach gestaffelten Verdichtergitter*, Diplomarbeit am, Institut fur Stromungsmechanik der Technischen Universitat Braunschweig, Germany.
10. Glynn,D & Marsh,H, *Secondary Flow in Cascades*, Departemen of Engineering Sience, Univercity of Durham, England.
11. Horlock, J.H. 1973, *Axial Flow Compressor*, Robert E. Krieger, Publishing Company Huntington, New York.
12. Anderson JR, John,D, 1988, *Fundamentals of Aerodynamics*, 3rd McGraw-Hill International Book Company, Singapore.
13. Shames, I.H 1992, *Mechanics of Fluid 3th*, McGraw-Hill, International Book Company, Singapore.
14. Robert W Fox & Alan T. McDonald 1994, *Introduction to Fluid Mechanics 4th*, John Wiley & Sons, Inc, Singapore.
15. Schlichting, H, "Berechnung der reibungslosen inkompressiblen stroemung fuer ein vorgegebenes ebenes schaufelgitter", *VDI Forschungsheft, Band 21, 1995*.
16. Gieseng, J P, 1968," Solution Of The Flow Field About One Or More Airfoils Of Arbitrary Shape In Uniform Or Nonuniform Flows By The Douglas-Neumann Method", Report of IRDP of Douglas Aircraft Company, N0. LB 31946,
17. Sasongko, H, 2001, "Three Dimentional Flow Separation Near Rotor Hub OF Axial Compressor", *Journal Teknik Mesin* N0.2, volume 1, hal 55-56, ITS.