

## KAJI EKSPERIMENTAL KARAKTERISTIK DISAIN DARI KOMPRESSOR STATOR KASKADE DENGAN BRITISH PROFIL 9C7/32,5 C50 PADA STAGGER 30

Kennedy.Marsan \*

### Abstract

The characteristic design of compressor stator cascade are mostly influence by the three type of stall phenomenon, Blade stall, Corner Stall and Wall Stall. This research is aim to see that stall phenomenon influence at the axial compressor using British of Profile 9C7 / 32,5 C50. The experiment was simulated in linear compressor cascade at stagger 30. The result of research indicate that along with the rising of angle of attack ( $\alpha$ ), the value of air outlet angle ( $\alpha_2$ ) and pressure loss coefficient will tend to constant. Increasing the Static Pressure were mostly influencing by the turning angle and pressure loss coefficient, this matter show though the corner stall is present at the hub, but the blade stall phenomenon is domination, the stall condition reach at  $\alpha = 18.5^\circ$

**Keyword :** Static Pressure, Blade stall, Corner Stall and Wall Stall

### Abstrak

Karakteristik disain dari kompresor kaskade sangat di pengaruhi oleh 3 jenis fenomena stall, Blade stall, Corner Stall dan Wall Stall. Penelitian ini bertujuan untuk melihat pengaruh dari fenomena stall pada kompresor aksial yang menggunakan British Profil 9C7/32,5 C50. Penelitian di simulasikan pada sebuah *linear compressor cascade* dengan variasi *blade loading* pada stagger 30. Hasil penelitian menunjukkan bahwa Seiring dengan peningkatan *angle of attack* ( $\alpha$ ), harga *air outlet angle* ( $\alpha_2$ ) dan *pressure loss coefficient* akan cenderung konstan Kenaikan tekanan statis ( $C_p$ ) sangat di pengaruhi oleh harga *turning angle*, dan *pressure loss coefficient*, hal ini menunjukkan meskipun telah terjadi *corner stall* pada *hub*, namun fenomena stall sangat di dominasi oleh fenomena *blade stall*, kondisi stall terjadi pada *angle off attack* =  $18.5^\circ$

**Kata kunci:** Tekanan Statis, *Blade stall*, *Corner Stall* dan *Wall Stall*

## 1. Pendahuluan

### 1.1 Latar belakang

Sebagai salah satu komponen dari sebuah turbin, kompresor aksial dalam usaha perbaikan efisiensinya sangat bergantung pada peningkatan efisiensi dari desain aerodinamik, dimana rancangan dari susunan *airfoil blade* inilah yang menentukan tingkat kompressibilitas dari kompresor aksial atau biasa disebut dengan kompresor aerodinamik.

Meskipun perancangan sebuah kompresor aksial dapat menggunakan

hasil perhitungan teoritis dari bidang kompresor aerodinamik, namun informasi eksperimental tetap diperlukan, sebab dari informasi inilah pemodelan teoritis tersebut dapat semakin disempurnakan.

Interaksi antara lapisan batas sudu (*blade boundary layer*) dengan lapisan batas casing atau lapisan batas hub (*casing-hub boundary layer*) di dalam kompresor aksial di ketahu sebagai sebuah fenomena fisis aliran 3D yang sangat rumit, dimana akibat dari interaksi tersebut akan menimbulkan

---

\* Staf Pengajar Program Studi D3 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tadulako, Palu

vortisitas sekunder (*secondary vorticity*), yang pada akhirnya akan menimbulkan aliran sekunder. Kehilangan energi pada kaskade adalah berupa kehilangan tekanan, dimana total kerugian energi timbul karena tiga hal : kerugian *annulus* (2,2%), kerugian sekunder (4,4%) dan kerugian profil (4,2%).

Penelitian mengenai pola aliran sekunder ini telah dilakukan oleh banyak peneliti dibidang compressor aerodynamik yang pada sebagian besar terfokus pada kelakuan dan bentuk pola aliran sekunder yang terjadi, dimana hasil dari penelitian tersebut menyebutkan bahwa fenomena separasi 3-D di *endwall* akan mempengaruhi unjuk kerja dari sebuah kompresor aksial. Dengan dasar inilah yang membuat kami tertarik melakukan penelitian ini, selain untuk mengetahui secara eksperimental mengenai efek dari separasi tersebut terhadap parameter fisik aliran 2D di tengah span, juga sebagai masukan tambahan bagi karakteristik disain British profil 9C7//32,5 C50 pada penggunaannya di kompresor aksial.

### 1.2 Rumusan masalah

Untuk suatu cascade dengan geometri (*blade shape, stagger, chamber dan space-chord ratio*) tertentu data hasil pengukuran dua dimensi biasanya disajikan dalam bentuk grafik *deflection* ( $\varepsilon = \Delta\alpha$ ) sebagai fungsi dari *incidence* ( $i$ ) atau sebagai fungsi dari *inlet air angle* ( $\alpha_1$ ). Aliran yang melewati linear cascade akan menghasilkan *outlet angle* ( $\alpha_2$ ) perubahan *outlet angle* ini sangat berpengaruh terhadap perubahan kenaikan tekanan statis ( $\Delta p / q_1$ ) yang di hasilkan oleh fluida kerja. Melalui eksperimen ini akan diteliti secara nyata dan mendetail mengenai parameter-parameter fisik aliran yang ikut berpengaruh terhadap karakteristik disain dari blade cascade British profil 9C7/32,5 C50 pada stagger 30 dalam penggunaannya pada kompresor aksial.

Batasan Masalah :

- Pengujian di simulasikan pada suatu linear kompresor cascade dengan menggunakan British profil 9C7//32,5 C50.
- Pengujian dilakukan pada *stagger* ( $\lambda$ )  $30^\circ$  dan variasi *incidence* ( $i$ ) dari  $0^\circ$  hingga  $22^\circ$  pada *space chord ratio* ( $s/l$ ) yang konstan = 1
- Kecepatan aliran masuk yang konstan (*Bilangan Reynold konstan*).
- Cascade dengan tip *clearance* yang konstan. 0,03 cm

## 2. Tinjauan Pustaka

Pada analisis karakteristik dari sebuah profil blade cascade sebagai data di peroleh dari pengukuran 2D-*stationary cascade*, karena pengukuran detail medan aliran pada mesin kompresor yang sebenarnya, terutama pada rotor yang berputar memang sangat sulit. Namun analisis 2D, pada pengukuran yang sebenarnya terpengaruh oleh efek fenomena rumit separasi 3D pada *wall* (*casing dan hub*), efek dari fenomena tersebut ikut mempengaruhi karakteristik dari sebuah profil cascade.

### 2.1 Karakteristik Kaskade

Beberapa informasi dapat di ambil dari hasil pengujian cascade-2D pada terowongan angin dengan variasi *blade shape, stagger, chamber dan space-chord ratio*. Untuk suatu kaskade dengan geometri (bentuk sudu, sudut *stagger*, sudut *chamber* dan perbandingan *pitch-chord*) tertentu, data hasil pengukuran biasanya disajikan dalam bentuk grafik sudut kecepatan aliran udara keluar ( $\alpha_2$ ) terhadap sudut aliran udara masuk ( $\alpha_1$ ) atau biasa di defenisikan sebagai *deflection* ( $\varepsilon$ ) terhadap *incidence* ( $i$ ) dan total *pressure loss* terhadap sudut masuk (*inlet angle*) atau *incidence* untuk sebuah bilangan Mach yang tertentu.

Dari karakteristik cascade yang diperoleh secara eksperimental, orang dapat menaksir *stalling point* maupun *design point* dari suatu kompresor yang

mempunyai *blading geometri* yang sama dengan *cascade* yang diuji. Ketepatan penentuan *incidence* dimana *stall* terjadi sulit untuk di defenisikan, dan *stalling point* biasanya dinyatakan sebagai *incidence* pada keadaan dari dua kali harga *total minimum pressure loss* (atau nilai rata-rata *total pressure loss* pada daerah diluar daerah *stall* adalah meningkat sebesar 50 persen). Gambar 1.

Penelitian mengenai batas dari daerah *stall* tergantung pada defleksi dan peningkatan tekanan di sepanjang barisan *blade*, pengujian yang di lakukan pada *stationary 2D cascade* merupakan hal yang vital dalam peningkatan efisiensi sebuah kompresor aksial.

*Design point*, didefinisikan sebagai titik yang terletak ditengah-tengah dua *stalling incidence* kiri dan kanan.

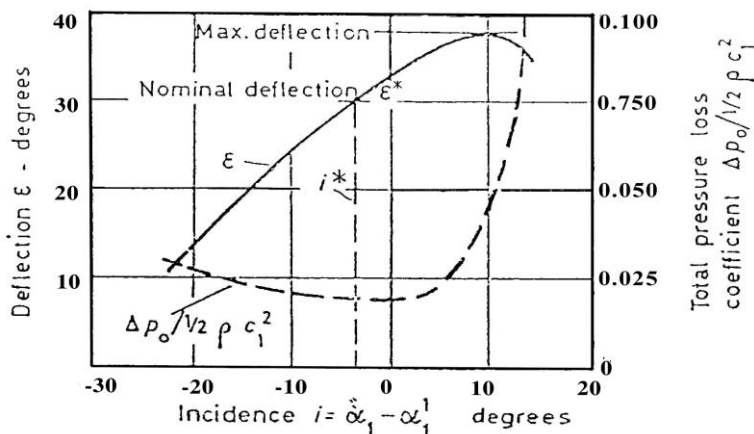
2.2. Separation (Stall).

Pemisahan aliran (*separation flow*) adalah fenomena perubahan aliran terhadap aliran utama (*main body*), yang terbentuk akibat adanya inersia pada permukaan saluran yang dilintasi aliran. Bilamana aliran berpisah dari dinding, maka akan terbentuk lapisan geser bebas (*free shear layer*) antara *core flow* dengan daerah pemisahan (*separation region*) yang

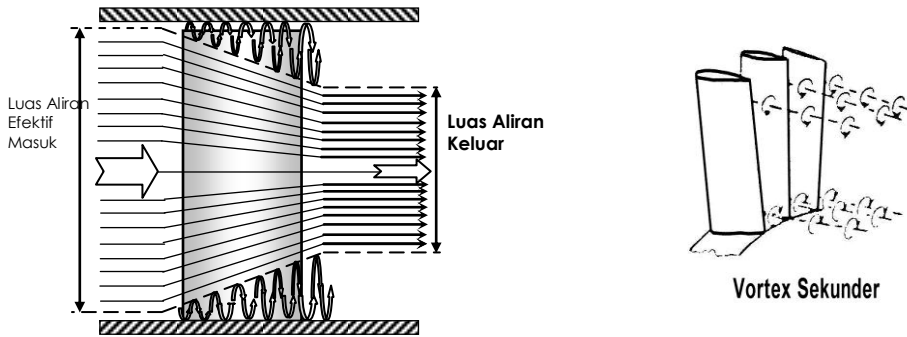
mengganggu arah aliran utama. Pada sistem aerodinamik yang menggunakan *airfoil* sebagai komponennya, proses separasi ini menyebabkan terjadinya kondisi *stall*, dimana terjadinya penurunan koefisien *lift* dari *airfoil* tersebut. Dari data hasil pengujian didalam kompresor aerodinamik, kondisi *stall* di bagi atas :

- a) **Blade Stall**, kondisi ini terjadi akibat adanya separasi yang hebat pada *suction side* pada suatu harga sudut serang ( $\alpha$ ) tertentu.
- b) **Corner Stall**, kondisi ini terjadi akibat terbentuknya gejala separasi tiga dimensi (3D) berupa *vortex sekunder* pada *wall (casing dan hub)* yang membuat *blockage effect* terhadap aliran primer.
- c) **Wall Stall**, aliran sekunder yang melintang dari *blade ke blade* yang memberikan efek *blockage* yang lebih besar dibandingkan oleh *vortex sekunder*.

Dalam kaskade sebuah kompresor, kenaikan kecepatan sepanjang sudu-sudu menyebabkan perubahan yang berartipada lapisan batas dinding (*wall boundary layer*) dan menghasilkan kontraksi efektif (*blockage*) dari aliran seperti yang ditunjukkan pada gambar 2



Gambar 1. Cascade characteristics (11C1/45/C50;S/l=0,9,  $\alpha_1=44,5^\circ$ ;  $\alpha_{12}=0,5^\circ$ ;  $R_n = 3 \times 10^5$ ), (A.R. Howell, Cortesey)



Gambar 2 Kontraksi aliran akibat penebalan lapisan batas.

### 3. Metode Penelitian

#### 3.1 Pengambilan data

Susunan blade (kaskade) di tempatkan pada dinding yang dapat berputar pada *wind tunnel* sebagai simulasi dari *casing* dan *hub* kompresor. Pergerakan putaran bervariasi per 2° sebagai variasi perubahan *angle of attack*. Untuk mengetahui karakteristik medan aliran yang terjadi, maka pengukuran yang dilakukan pada pengujian ini adalah pengukuran aliran 2 dimensi dengan menggunakan *five hole probe* dan *Inclined manometer*. Parameter yang diukur adalah tekanan stagnasi dan tekanan statis yang dilakukan pada :

- Sepanjang Pitch ( $t$ ) = 120 mm, di tengah span untuk tiap variasi incidence dan variasi stagger dengan pergerakan *Fife hole probe* per 6 mm.
- Didepan blade (daerah inlet kaskade), untuk mengetahui distribusi kecepatan masuk ( $C_1$ ).

#### 3.2 Persamaan Yang Digunakan

Persamaan yang digunakan dalam menganalisis data, sebagai berikut :

Data pengukuran :

$$(P_0 - P_1) ; (P_0 - P_2) ; (P_0 - P_3) \\ (P_0 - P_4) ; (P_0 - P_{st}) ; (P_0 - P_{st})$$

Koefisien sudut aliran :

$$k_\beta(y, z) = \frac{P_4 - P_2}{\Delta P} \dots \dots \dots (1)$$

$$k_\gamma(y, z) = \frac{P_3 - P_1}{\Delta P} \dots \dots \dots (2)$$

dimana :

$$\Delta P(y, z) = \left[ \frac{1}{5} \sum_{i=0}^4 \left( P_i - \frac{1}{5} \sum_{j=0}^4 P_j \right)^2 \right]^{1/2} + \left[ P_0 - \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 P_i \right] \dots (3)$$

Variabel sebagai fungsi terhadap koefisien sudut aliran  $\alpha$  dan  $\gamma$  :

$$\alpha(y, z) = f_1(k_\beta, k_\gamma), \quad k_p(y, z) = f_3(k_\beta, k_\gamma), \\ \gamma(y, z) = f_2(k_\beta, k_\gamma), \quad k_{pt}(y, z) = f_4(k_\beta, k_\gamma) \dots (4)$$

dimana :  $f_1$  s/d  $f_4$  merupakan persamaan polinomial berderajat  $m$  dan  $n$  :

$$f(k_\beta, k_\gamma) = \sum_{i=0}^m k_\beta^i \left[ \sum_{j=0}^n a_{ij} k_\gamma^j \right] \dots \dots \dots (5)$$

dimana koefisien persamaan regresi polinomial  $a_{ij}$  dari masing-masing fungsi tersebut diperoleh dari hasil kalibrasi <sup>(8)</sup>.

Sudut aliran keluaran kaskade :

$$\alpha_2(y, z) = \beta_s - \alpha_2(k_\beta, k_\gamma)$$

$$\text{dan } \gamma_2(y, z) = \arctan \left[ \frac{\tan \gamma(k_\beta, k_\gamma)}{\cos \beta_2} \right] \dots \dots \dots (6)$$

Kerugian tekanan tak berdimensi (*secondary losses*) sepanjang *pitch* dan *span*

$$[\xi_v = f(y, z)] ; \\ \zeta_v(y, z) = \frac{(P_{st} - P_0) - \Delta P_{pt}(k_\beta, k_\gamma)}{q_1} \dots \dots \dots (7)$$

Perbandingan kecepatan aksial AVR ( $\mu$ ):

$$\mu(y, z) = \frac{C_{2X}}{C_{1X}}(y, z) = \frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \frac{\cos \gamma(y, z) \cdot \cos \alpha_2(y, z)}{\cos \alpha_1} \dots (8)$$

dimana :

$$\frac{q_2}{q_1}(y, z) = 1 - \frac{\Delta p}{q_1}(y, z) - \zeta_{V1,N}(y, z) \dots (9)$$

$$\frac{C_2}{C_1}(y, z) = \sqrt{\frac{q_2}{q_1}} \dots (10)$$

$$\frac{\Delta p}{q_1} = \frac{p_2(y, z) - p_1}{q_1} = \frac{(p_0 - p_{st}) - \Delta p \cdot k_p(k_\beta, k_\gamma)}{q_1} \dots (11)$$

Vektor kecepatan aliran :

$$\frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) = \frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \cos \gamma(y, z) \cdot \cos \alpha_2(y, z) \dots (12)$$

$$\frac{C_{2y}}{C_1}(y, z) = \frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \cos \gamma(y, z) \cdot \sin \alpha_2(y, z) \dots (13)$$

$$\frac{C_{2z}}{C_1}(y, z) = \frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \sin \gamma(y, z) \dots (14)$$

Vektor kecepatan aliran sekunder :

$$\frac{C_{sek,y}}{C_1}(y, z) = -\frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \cos \gamma(y, z) \cdot \sin[\alpha_2(y, z) - \alpha_{2,M}(z)] \dots (15)$$

$$\frac{C_{sek,z}}{C_1}(y, z) = \frac{C_{2z}}{C_{10}}(y, z) = \frac{C_2}{C_1}(y, z) \cdot \sin \gamma(y, z) \dots (16)$$

Rata-rata  $\alpha_2(z), \gamma_2(z), \frac{\Delta P}{q_1}(z), \mu(z), \text{ dan } \zeta_V(z)$ :

$$\tan \alpha_2(z) = \frac{\int_y^{y+1} \frac{C_{2y}}{C_1}(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy}{\int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy} \dots (17)$$

$$\tan \gamma_2(z) = \frac{\int_y^{y+1} \frac{C_{2z}}{C_1}(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy}{\int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy} \dots (18)$$

$$\zeta_V(z) = \frac{\int_y^{y+1} \zeta_V(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy}{\int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy} \dots (19)$$

$$\mu(z) = \frac{\int_y^{y+1} \mu(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy}{\int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy} \dots (20)$$

$$\frac{\Delta p}{q_1}(z) = \frac{\int_y^{y+1} \frac{\Delta p}{q_1}(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy}{\int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy} \dots (21)$$

Total secondary losses :

$$\zeta_V(z) = \frac{\int_0^{h/2} \int_y^{y+1} \zeta_V(y, z) \cdot \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) dy dz}{\int_0^{h/2} \int_y^{y+1} \left[ \frac{C_{2x}}{C_1}(y, z) \right]^2 dy dz} \dots (22)$$

Turning angle,  $\Delta \alpha(z)$  :

$$\Delta \alpha_{12}(z) = \alpha_1 - \alpha_{2,M}(z) \dots (23)$$

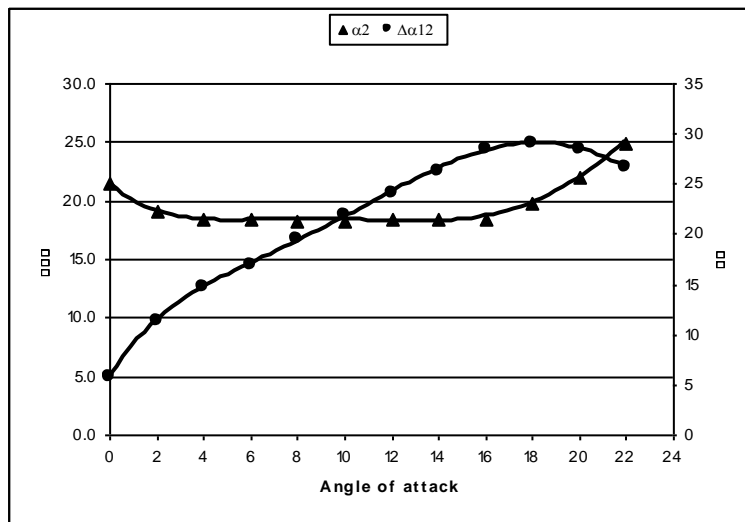
#### 4. Analisa Hasil Eksperimen

Harga turning angle  $\Delta \alpha_{12}$  tak lepas dari perubahan harga *air outlet angle* ( $\alpha_2$ ) yang terjadi, hasil penelitian yang pada gambar 3. menunjukkan bahwa harga  $\Delta \alpha_{12}$  meningkat tajam pada  $\alpha = 0^\circ$  hingga  $4^\circ$  dan turun pada harga  $\alpha = 20^\circ$ . Hal ini terjadi akibat dari variasi perubahan harga  $\alpha$  dan  $\alpha_2$ . Sementara grafik  $\alpha_2$  menunjukkan hal yang berbeda, tampak pada pada  $\alpha = 0^\circ$  hingga  $4^\circ$  grafik menurun kemudian cenderung konstan hingga  $\alpha = 17^\circ$ , hal ini mengindikasikan terjadinya separasi (*wake*) pada permukaan sudu.

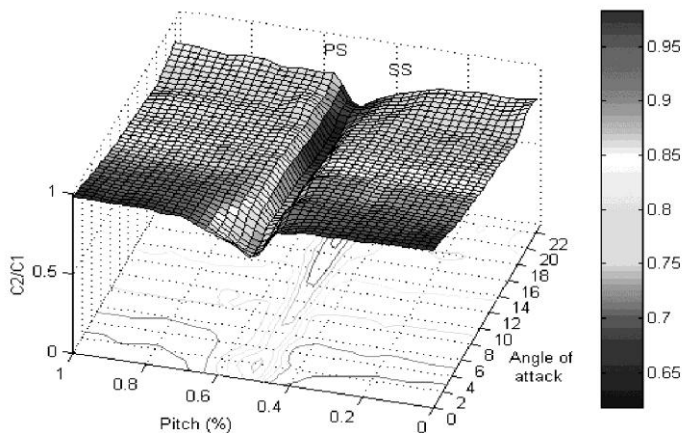
Hasil penelitian pada gambar 4, menunjukkan bahwa defleksi aliran terjadi pada daerah yang memiliki *wake* yang besar. Pada *angle of attack*  $0^\circ$  hingga  $4^\circ$  *wake* tampak membesar kemudian perlahan akan mengecil seiring dengan bertambahnya harga

$\alpha$ . Posisi blade yang masih datar (sejajar arah aliran), titik pressure minimum masih berada pada daerah suction side sehingga menyebabkan terjadinya separasi aliran pada pressure side pada *trailing edge*. Jika harga angle of attack terus di perbesar maka secara perlahan titik stagnasi akan bergeser ke arah *pressure side* dan akan menggeser titik tekanan minimum ke arah *leading edge*, sehingga aliran dengan lintasan lengkung makin dipercepat dan

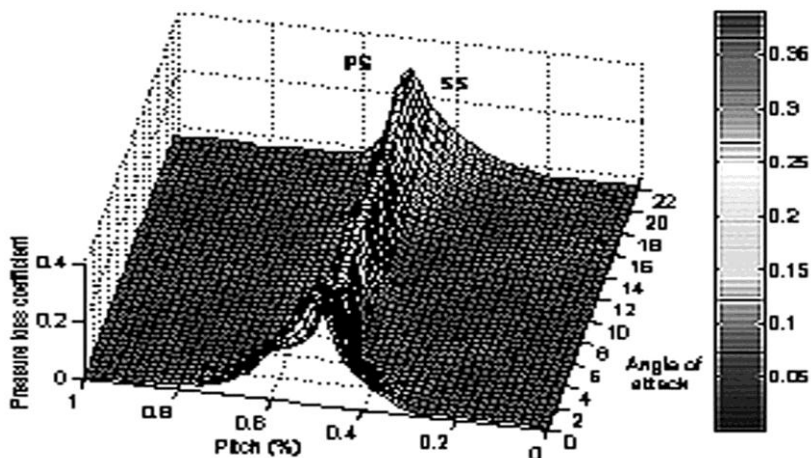
menyebabkan terjadinya wake pada daerah *section side*, hal ini mulai tampak pada  $\alpha=16^\circ$  keatas dari gambar 4, Akibat dari wake yang terjadi demikian kuatnya pada *suction side* menyebabkan terjadinya *blockage effect* sehingga akan mendesak *stream line* aliran yang mengarah keatas, pada saat itu harga  $\alpha_2$  menguat tajam dan juga akan menurunkan harga *turning angle* ( $\Delta\alpha_{12}$ ).



Gambar 3. Grafik Turning angle dan air outlet angle



Gambar 4. Distribusi  $C_2/C_1$  Sepanjang satu *pitch* dengan variasi *angle of attack*



Gambar 5. Distribusi,  $\zeta_v$ , sepanjang *pitch* dengan variasi *angle of attack* pada  $\lambda = 30^\circ$ .

#### 4.2. Koefisien Tekanan ( $C_p$ )

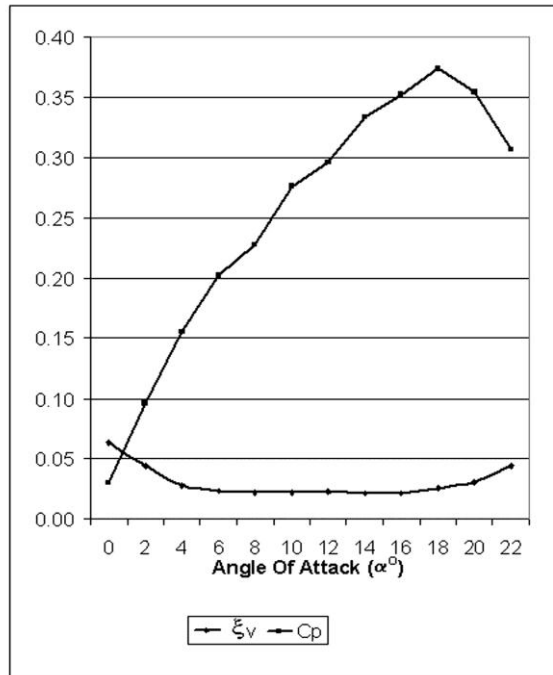
Dari *cascade information (experiment data base)* menunjukkan, bahwa dengan pembesaran  $\alpha_1$  yang akan meningkatkan harga *turning angle* ( $\Delta\alpha_{12}$ ) analog dengan pengurangan *flow coefficient*  $\phi$  yang berarti meningkatkan harga kenaikan tekanan statis ( $C_p$ ). Pada *stalling condition*, harga  $\Delta\alpha_{12}$  turun drastis, maka harga  $C_p$  juga akan turun.

Harga  $C_p$  cenderung naik secara kontinu (gambar 6) mengikuti peningkatan harga  $\alpha_1$ , hingga pada *angle of attack*  $18^\circ$ ,  $C_p$  menurun secara tajam (*stalling condition*). Jika di perhatikan untuk stagger 30 pola grafik kenaikan harga  $C_p$  cenderung bergerak mengikuti kenaikan harga *turning angle* dan *pressure losses coefficient*, dimana tampak bahwa sepanjang harga  $\alpha_2$  dan *losses* konstan, maka harga  $C_p$  akan meningkat seiring dengan peningkatan harga *air inlet angle* ( $\alpha_1$ ) dimana tampak bahwa semakin harga *angle of attack* maka harga  $C_p$  juga akan meningkat.

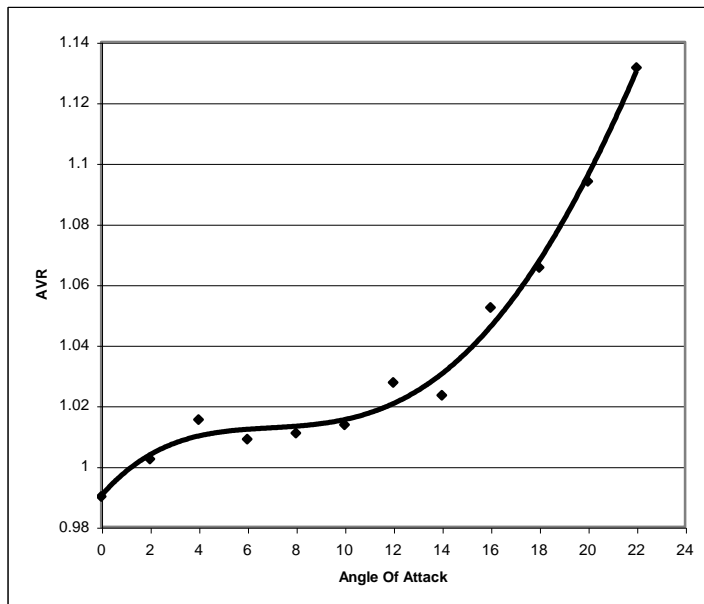
#### 4.3 Axial Velocity Ratio ( $\mu$ )

Pada gambar 7 terlihat bahwa perubahan harga AVR berada pada kisaran 1,0 hingga 1,113. Grafik tersebut, menunjukkan bahwa kenaikan harga  $C_p$  telah sesuai dengan defenisi dari *stall condition*, dimana harga  $C_p$  dapat naik mengikuti kecenderungan membesarnya harga *turning angle* ( $\Delta\alpha$ ) dan tekanan turun pada saat harga *turning angle* ( $\Delta\alpha$ ) turun secara drastis diikuti oleh kenaikan harga  $\zeta_v$ .

Gambar 8. dan 9. menunjukkan pola aliran sekunder didaerah *tip clearance* untuk stagger 30 pada *angle of attack*  $8^\circ$  dan  $12^\circ$  dengan menggunakan British Profil 9C7/32,5/C50 (hasil penelitian oleh: Bintoro, ITS). Grafik pola aliran sekunder tersebut, menunjukkan pada *tip clearance* terbentuk *passage vortex* mengarah dari *pressure side* ke *section side* sudu berikutnya, namun perkembangan *passage vortex* tersebut terbilas oleh *tip clearance vortex* yang terbentuk pada saat yang sama di daerah *pressure side* sudu yang besebelahan, akibatnya maka titik pusat vortex akan bergeser ketengah

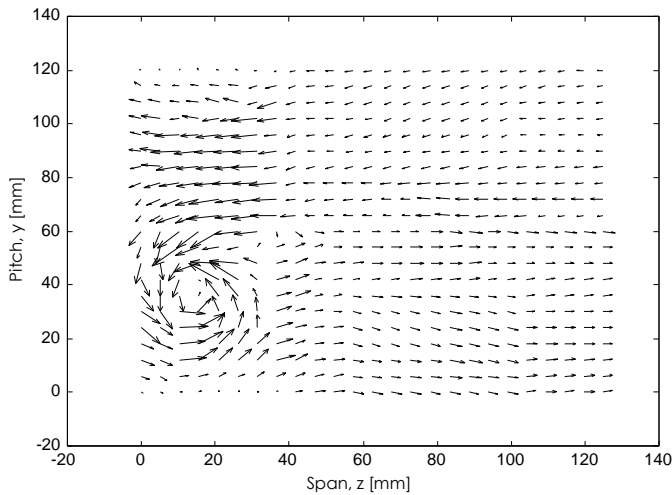


Gambar 6. Grafik Pressure Coefficient ( $C_p$ ) dan pressure loss coefficient ( $\xi_v$ ) terhadap perubahan angle of attack

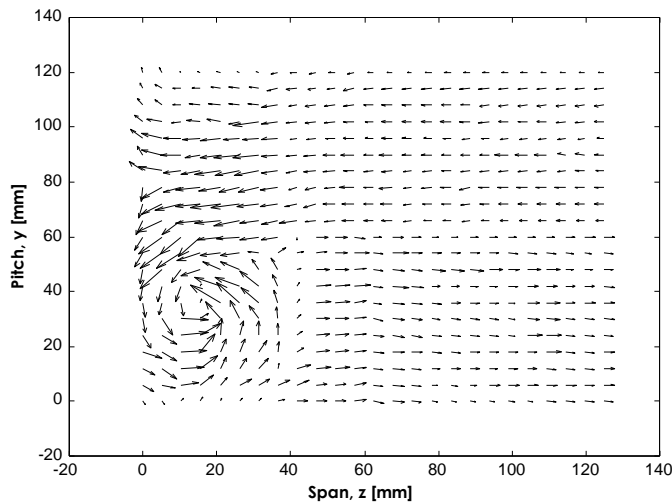


Gambar 7. Grafik Axial Velocity ratio ( $\mu$ ) Vs Angle of attack





Gambar 8. Pola aliran sekunder [  $\lambda = 30$  ,  $\alpha = 8^\circ$  ]



Gambar 9.. Pola Aliran Sekunder [  $\lambda = 30$  ,  $\alpha = 12^\circ$  ]

Mengacu dari penelitian tersebut, maka dapat dikatakan bahwa pada stagger 30, separasi 3 dimensi pada daerah wall adalah fenomena *corner stall*. Dari hasil penelitian terlihat bahwa untuk stagger klasik ( $30^\circ$ ), meskipun telah terjadi vortex sekunder namun fenomena *stall* yang mendominasi adalah kondisi *blade stall* yaitu akibat kuatnya separasi yang terjadi di permukaan blade.

### 5. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian pada kompresor stator kaskade dengan british profil 9C7/32,5/C50 pada stagger  $30^\circ$ , dapat disimpulkan bahwa :

- a. Seiring dengan peningkatan *angle of attack* ( $\alpha$ ), harga *air outlet angle* ( $\alpha_2$ ) dan *pressure loss coefficient* akan cenderung konstan
- b. Kenaikan tekanan statis ( $C_p$ ) sangat di pengaruhi oleh harga *turning angle*, dan *pressure loss coefficient*.

- c. Meskipun telah terjadi *corner stall* pada *hub*, namun fenomena *stall* dii dominasi oleh fenomena *blade stall*.
- d. Kondisi *stall* terjadi pada *angle off attack* =  $18.5^\circ$

#### 6. Daftar Pustaka

- Bintoro, 2001, *Pengaruh Blade Loading Terhadap Aliran Sekunder Pada Kompresor Stator Kaskade Dengan Profil British 9C7/32,5/C50 (Simulasi Aliran Dekat Hub)*, Thesis S2 Pasca Sarjana Teknik Mesin ITS, Surabaya.Indonesia.
- Pryohutomo,B.,1999, *Kalibrasi Five-holes Probe dan Aplikasinya pada Medan Aliran Sekunder*, Tugas akhir Jurusan Teknik Mesin Fak. Teknologi Industri ITS, Surabaya.Indonesia.
- Sasongko,H.,1997, *Rand und Spalstomungen in Stark gestaffelten verdichtergittern aus Schwachegewolbten Profilen*, ZLR-Forschungbericth.
- Jurgen Hubner, 1996, *Experimentalle und Theoretische Untersuchung der Wesentlichen Einflubfaktoren auf die Spalt- und Sekundarstrongmung in Verdichtergittern*, Dissertation Universitat der Brundeswehr Munchen.
- Horlock,J.H., 1973, *Axial Flow Compressors*, Robert E.Krieger Publishing Company Huntington,New York.
- David Gordon W., 1989,*The Design of High-Efficiency Tubomachinery and Gas Turbines*,Massachusetts Institute of Technology, USA.
- Seymour Leiblein ,1959, *Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades*, Journal of Basic Engineering, Transaction of ASME.
- J.A. Storer & N.A. Cumpsty ,1991, *Tip Leakage Flow in Axial Compressor*, Journal of Turbomachinery, vol.133, Transaction of ASME.
- S.Kang & C. Hirsch, 1995 *Tip Clearence Flow and Loss In axial Compressor Cascades*, Dept. Fluid Mechanics, Vrije Universitet Brussel Pleinlaa 2, 1050 Brussel, Belgium.