

KONTUR TEKANAN STATIS PADA DINDING SEPANJANG LALUAN FLUIDA SUATU KASKADE KOMPRESOR AKSIAL BLADE TIPE NACA 65-(18)10 DENGAN SUDUT SERANG BERVARIASI

A.A. Adhi Suryawan

Jurusan Teknik Mesin , Fakultas Teknik Universitas Udayana
Kampus Bukit Jimbaran Denpasar 80316

Telp.: +62-361-703321, Fax: +62-361-703321, E-mail : adhi.suryawan@me.unud.ac.id

ABSTRAK

Performansi kompresor aksial sangat dipengaruhi oleh aliran fluida yang melintasi blade, casing, dan hub. Demi tercapainya performansi yang optimal diperlukan suatu pemahaman terhadap aliran fluida yang melewati desain blading tersebut yang mana dapat dilakukan dengan mengetahui kontur tekanan statis pada dinding sepanjang laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial.

Untuk memahami karakteristik aliran yang terjadi, dilakukan penelitian terhadap tekanan statis pada dinding salah satu tipe blade yaitu NACA 65-(18)10. Pada penelitian, sudu akan dipasang dengan tiga konfigurasi kaskade yaitu angle of attack (α) = 0° , 5° , 10° , air inlet angle (β) = 50° , 55° , 60° dan stagger angle (γ) = 50° dengan titik pengukuran sepanjang chord satu space, dengan jarak 5 mm sepanjang chord dan 5 mm pada space.

Dari hasil penelitian berupa kontur tekanan statis pada dinding menunjukkan semakin besar sudut serang (α) = 5° dan (α) = 10° , separasi semakin besar terjadi pada suction side sehingga dengan semakin besarnya separasi yang terjadi maka terjadi suatu aliran balik (back flow) dari pressure side menuju suction side yang disebabkan oleh adverse pressure gradient yang terjadi semakin besar.

Kata kunci : Kaskade, Sudut Serang, Tekanan Statis, Separasi, Back Flow, Adverse Pressure Gradient, Desain Blading.

1. Pendahuluan

Kompresor aksial merupakan salah satu tipe kompresor yang tergolong dalam *rotodynamic compressor*, dimana proses kompresi di dalamnya dihasilkan dari efek dinamik antara sudu (*blade*) dengan fluida kerja dengan mengacu pada persamaan *moment of momentum* dan tidak mengacu pada efek perubahan volume. Kerja dari suatu kompresor aksial bergantung langsung dengan perubahan-perubahan momentum sudut dari fluida kerja pada saat melewati sudu. Pemahaman yang lebih mendalam adalah perubahan-perubahan aliran dan gaya-gaya yang bekerja pada masing-masing barisan sudu.

Desain *blading* (Interaksi antara desain aerodinamik dari sudu dengan *casing* dan *hub*) merupakan faktor yang mempengaruhi performansi dari suatu kompresor aksial, performansi yang dimiliki merupakan suatu fenomena dari tumbukan antara fluida kerja dengan sudu yang dilaluinya. Dimana dalam alirannya terjadi suatu kerugian baik itu disebabkan karena *major losses* (kerugian energi aliran atau pada *fully developed flow* yang diakibatkan oleh gesekan) maupun yang disebabkan oleh *minor losses* (kerugian energi aliran akibat sambungan, belokan/*elbow*, katup, difuser dll).

Untuk meminimalisir *losses* yang terjadi dapat

dilakukan dengan optimalisasi pada saat perancangan, salah satu cara yaitu dengan pemilihan bentuk sudu yang tepat. Dimana Sasongko (1999) menyatakan bentuk sudu kompresor aksial memiliki bentuk spesifik yang secara aerodinamis disebut *airfoil*. Maka untuk mencapainya diperlukan suatu pengetahuan tentang pemilihan *airfoil* yang tepat, yang mana dalam pemilihan bentuk *airfoil* yang digunakan tidak lepas dari fenomena aliran yang terjadi didalamnya.

Pemahaman tentang desain sudu suatu kompresor aksial serta fenomena aliran yang terjadi, dapat dilakukan dengan mengamati dan menganalisa aliran yang melewati sebuah kaskade dua dimensi dari kompresor aksial. Dimana dalam rangka bahasan dua dimensi, potongan penampang sudu pada posisi jari-jari rata-rata (*mean radius*), biasanya ditampilkan dalam satu *plane compressor cascade* (*linear cascade*), dengan acuan sistem koordinat salib sumbu (x,y).

Maka untuk mencapai performansi yang maksimal atau dengan kata lain *losses* yang terjadi adalah seminimal mungkin, perlu dilakukan suatu penelitian terhadap fenomena aliran dua dimensi pada kompresor kaskade. Dimana dalam hal ini dibatasi pada kontur tekanan statis pada dinding sepanjang laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial *blade* NACA 65-(18)10



dengan variasi sudut serang $0^\circ, 5^\circ, 10^\circ$. Sehingga dengan hasil ini dapat diketahui kontur tekanan statis dinding pada laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial *blade* tipe NACA 65-(18)10, interaksi aliran fluida melintasi sudu-sudu suatu kaskade kompresor aksial, dan fenomena aliran fluida pada dinding sepanjang laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial.

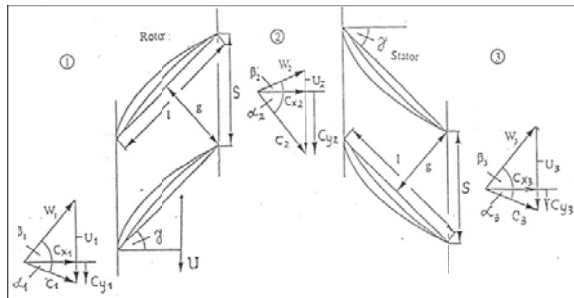
Adapun tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui kontur tekanan statis dinding pada laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial *blade* tipe NACA 65-(18)10 dan untuk mengetahui interaksi aliran fluida melintasi sudu-sudu suatu kaskade kompresor aksial.

2. Tinjauan Pustaka

2.1. Kompresor Aksial

2.1.1. Tatanama Kaskade

Dalam rangka bahasan dua dimensi, potongan penampang sudu pada posisi jari-jari rata-rata (*mean radius*), biasanya ditampilkan dalam satu *plane compressor cascade* (*linear cascade*), dengan acuan sistem koordinat salib sumbu (x,y). Adapun yang perlu juga dipahami adalah penampang sudu dari kompresor aksial mempunyai bentuk spesifik tertentu, yang secara aerodinamik disebut *airfoil*. Untuk satu stage (rotor-stator), suatu *linear compressor cascade* yang merupakan potongan penampang pada jari-jari rata-rata, ditunjukkan pada gambar 1.



Gambar 1. Satu Stage Linear Compressor Cascade

Untuk suatu normal stage:

$$W_1 = W_3 \quad \text{dan} \quad \alpha_1 = \alpha_3$$

$$C_{x1} = C_{x2} = C_{x3} = C_x$$

$$U_1 = U_2 = U_3 = U$$

C = kecepatan sudu

W = kecepatan relatif

U = blade speed

C_x = kecepatan sudu dalam arah x (kecepatan aksial)

C_y = komponen sudu dalam arah y

dimana :

γ = stagger angle (sudut antara chord line airfoil dengan arah aksial x)

S = space (jarak antara sudu ke sudu)

Selain dari bentuk *airfoil*, geometri dari kaskade sangat ditentukan oleh stagger angle (γ) dan space-chord ratio (S/l), dimana l adalah chord dari *airfoil*. Untuk kompresor aksial (yang sub sonic), *airfoil* yang digunakan biasanya dari Family British Profile dari seri C4 dan C7 atau dari NACA Profile dari seri naca 65 (American Series Profile 65).

Untuk *airfoil* NACA, telah dikeluarkan standar data beserta karakteristik aerodinamiknya yang dinyatakan dalam bentuk serial number, yang mana setiap digitnya mempunyai arti sebagai berikut:

1. NACA 4 digit :

- Angka pertama menunjukkan harga maksimum camber dalam persentase terhadap chord.
- Angka kedua menunjukkan lokasi dari maksimum camber dalam persepuluh chord.
- Dua angka terakhir menunjukkan maksimum thickness dalam persentase chord.

Misalkan NACA 4412

- camber maksimum = 0,04 l
- jarak camber maksimum dari leading edge = 0,4 l
- tebal maksimum = 0,12 l

2. NACA 5 digit :

- Angka pertama menunjukkan 3/2 koefisien gaya angkat yang direncanakan, yaitu C_L pada sudut optimal dan dinyatakan dalam persepuluh, selain itu angka pertama ini menunjukkan camber maksimum dan dinyatakan dalam persen dari panjang chord.
- Angka kedua dan ketiga secara bersama-sama menunjukkan dua kali jarak camber maksimum dari leading edge, dan dinyatakan dalam persen dari panjang chord
- Dua angka terakhir menunjukkan tebal maksimum dan dinyatakan dalam persen kali panjang chord

Misalkan NACA 23012

- $C_{L\text{optimal}} = \frac{3}{2} \times 2 \times \frac{1}{10} = 0,3$
- camber maksimum = 0,02 l
- jarak camber maksimum dari leading edge = $\frac{1}{2} \times 30\% = 0,15$ l
- tebal maksimum = 0,12 l

3. NACA seri- 6 :

Airfoil ini dirancang sebagai *airfoil* laminar, untuk kecepatan tinggi, memindahkan letak tebal maksimum kebelakang dan mengurangi radius lingkaran tepi depan. Disekitar C_L yang dirancang dapat diperoleh C_D yang lebih rendah, terutama dalam daerah C_L yang lebih rendah. Adapun arti dari serial nomor pada NACA seri-6 sebagai berikut:

- Angka pertama menunjukkan nomor seri
- Angka kedua menunjukkan tekanan minimum yang dinyatakan dalam sepersepuluh chord dari leading edge



- Angka ketiga dan keempat yang didahului dengan tanda minus menunjukkan *koefisien lift* rancangan, yang dinyatakan dalam sepersepuluh dari angka yang tertera.
- Dua angka terakhir menunjukkan tebal maksimum yang dinyatakan dalam persentase dari *chord*

Misalkan NACA 65-(18)10 :

- NACA seri- 6
- Tekanan minimum = 50% dari *chord* (l)
= $0.5 l$
- *Koefisien lift* rancangan = 1.8
- Tebal maksimum = 10% dari *chord* (l)
= $0.1 (l)$

2.1.2. Kaskade Dua-Dimensional

Kerja dari setiap mesin turbo bergantung langsung kepada perubahan-perubahan momentum sudut dari fluida kerja pada saat melewati barisan sudu. Pemahaman yang lebih mendalam dalam mekanika mesin-mesin turbo didapatkan dari perubahan-perubahan aliran dan gaya-gaya yang bekerja pada masing-masing barisan sudu.

Terowongan kaskade dengan kaskadenya sendiri yang terdiri dari berapa sudu identik, berjarak sama dan sejajar satu sama lainnya. Untuk mendapatkan aliran dua dimensional yang benar diperlukan suatu kaskade yang panjangnya tak terhingga. Tetapi dalam prakteknya kaskade tersebut harus mempunyai ukuran terbatas dan perencanaannya yang hati-hati diperlukan agar dapat menjamin, paling tidak dibagian tengah (dimana dilakukan pengukuran-pengukuran) bekerja mendekati aliran dua-dimensional.

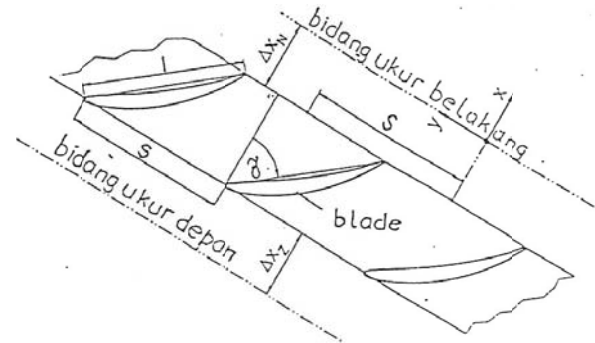
Untuk mesin-mesin aliran aksial dengan perbandingan dasar puncak yang besar, kecepatan-kecepatan radialnya diabaikan dan untuk pendekatan, alirannya dapat dianggap dua-dimensional. Aliran dalam kaskade dengan demikian cepat dapat digunakan sebagai model yang cukup beralasan dari suatu aliran didalam mesin. Untuk perbandingan dasar puncak yang lebih kecil biasanya sudu-sudu dari mesin-mesin turbo mempunyai puntiran yang cukup besar, besarnya bergantung pada jenis "perencanaan kisaran" yang dipilih. Walaupun demikian data-data yang diperoleh dari kaskade dua-dimensi masih berguna bagi perencana yang memerlukan pengetahuan mengenai penampilan sebagian sudu yang berada dalam barisan.

2.2. Aliran Sekunder pada Kaskade Kompresor

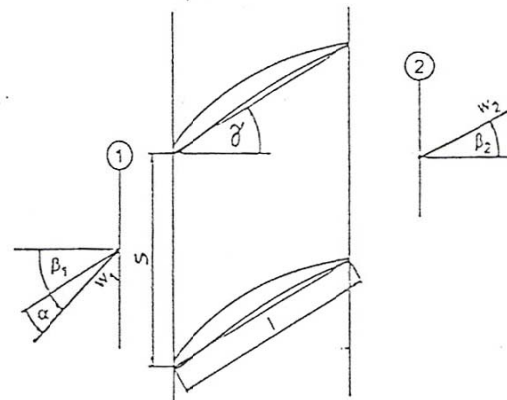
Pengukuran detail medan aliran pada mesin kompresor yang sebenarnya, terutama pada rotor yang berputar adalah sangat sulit. Oleh karena itu (terutama sebelum tahun 1980) informasi detail medan aliran pada kompresor diperoleh dari hasil pengukuran eksperimen pada 2-D-stasionary cascade.

Yang dimaksud dengan pengukuran 2D pada kaskade adalah pengukuran dengan bidang ukur pada dua sudu,

pada tengah-tengah span yang terbentang 1(satu) *pitch* (*space*) diantara dua sudu pada jarak tertentu didepan atau dibelakang barisan sudu. Gambar 2 dan 3 menunjukkan sebuah konfigurasi kaskade 2 dimensi.



Gambar 2. Bidang Ukur 2D, di Tengah Span



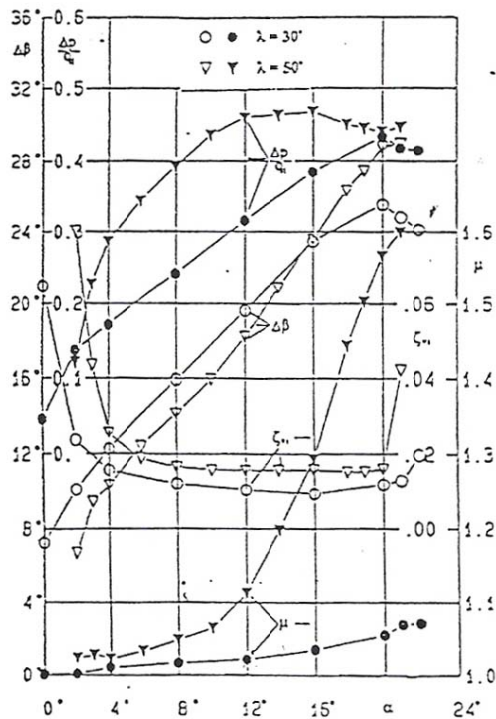
Gambar 3. Konfigurasi Kaskade 2D

Untuk suatu kaskade dengan geometri (*blade shape*, *stagger*, *camber* dan *space-chord ratio*) tertentu, data hasil pengukuran 2D, biasanya disajikan dalam bentuk grafik *deflection* ($\varepsilon = \Delta\beta$) sebagai fungsi dari *incidence* (i) atau sebagai fungsi dari *air inlet angle* (β_1); Kenaikan tekanan statis (dalam bentuk koefisien : $\Delta p / (1/2 \rho W_1^2)$) sebagai fungsi dari *incidence* atau sebagai fungsi dari *air inlet angle*; serta *total pressure coefficient* ($\xi_v = \Delta p_0 / (1/2 \rho W_1^2)$) sebagai fungsi dari *incidence* atau sebagai fungsi dari *air inlet angle*. Sering kali pula grafik ε , $\Delta p / (1/2 \rho W_1^2)$ dan ξ_v disajikan sebagai fungsi dari *angle of attack* (α), karena pada *stagger* (γ) yang tetap perubahan *incidence* (i) berarti perubahan *angle of attack* (α) juga berarti perubahan *inlet angle* (β_1).

Gambar 2.6 menunjukkan karakteristik kaskade (hasil eksperimen Sasongko.1997) untuk *blade shape*: British



Profile 9 C7/ 32,5 C50; $\text{stagger} = 30^\circ$ dan 50° , $\text{space-chord ratio } (s/l) = 1,0$ dimana $\Delta\beta = F(\alpha)$, $\Delta p / (1/2 \rho W_1^2) = F(\alpha)$ dan $\xi_v = F(\alpha)$ dan gambar 2.6 suatu karakteristik kaskade yang diambil sepanjang setengah span (z). Adapun penjelasan yang diberikan oleh [5] mengenai *Cascade characteristic* (gambar 4) adalah sebagai berikut :



Gambar 4. *Cascade Characteristic* (Sasongko, TU Braunschweig) [5]

Pertama perhatikan grafik *deflection/turning angle* ($\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$) , sebagaimana sudah disebutkan didepan bahwa *outlet angle*, β_2 , adalah konstan dengan pembesaran *incidence*, i , atau *angle of attack*, α , asalkan belum terjadi *stall* (separasi yang hebat) pada permukaan sudu (*blade*). Dengan pembesaran *incidence*, i , atau *angle of attack*, α , pada *stagger angle*, γ , yang tetap berarti *inlet angle*, β_1 , juga membesar. Dengan demikian terlihat bahwa *deflection* ($\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$) , juga membesar dengan pembesaran α .

Bila *angle of attack*, α , terus diperbesar, *curling flow* pada *nose (leading-edge)*, dimana aliran dengan lintasan lengkung makin dipercepat karena pergeseran titik stagnasi ke arah *pressure side*, akan menggeser titik tekanan minimum pada *suction side* ke depan (ke arah *leading edge*). Hal ini akan mendorong terjadinya separasi aliran pada *suction side* yang lebih hebat.

Dengan bertambah besarnya daerah *wake* akibat makin hebatnya separasi *stream line* pada daerah *suction side* akan didefleksikan ke atas, menyebabkan bertambah besarnya β_2 , dan pelan-pelan menurunkan harga $\Delta\beta$.

Pada suatu harga α tertentu, separasi aliran pada *suction side* sudah demikian hebatnya, *streamline* dengan kuat terdesak keatas, β_2 menguat tajam dan $\Delta\beta$ turun sangat dramatis. Proses inilah yang disebut *blade stall (2D stall)*. Selanjutnya perhatikan grafik kenaikan tekanan statis ($\Delta p = p_1 - p_2$) yang diwakili oleh koefisien tekanan tak berdimensi :

$$\frac{\Delta p}{q} = \frac{(p_2 - p_1)}{\frac{1}{2} \rho W_1^2}$$

Telah dijelaskan di depan bagaimana hubungan antara *stage loading*, ψ , dengan pembesaran *deflection / turning angle* ($\Delta\beta = \varepsilon$). Disitu juga dijelaskan bahwa pembesaran *incidence*, yang juga berarti pembesaran *angle of attack*, atau *inlet angle*, adalah analog dengan pengurangan *flow coefficient* (Φ). Singkatnya, *stage loading* akan naik dengan pembesaran β_1 atau berarti dengan pembesaran $\Delta\beta$ yang analog dengan pengurangan *flow coefficient* (Φ). Kenaikan *stage loading* adalah berarti kenaikan tekanan statis.

Oleh karena pada *stalling condition*, dimana $\Delta\beta$ turun tajam, Δp juga turun sangat dramatis. Dalam kondisi ini kompresor tidak dapat menghasilkan kenaikan tekanan.

Viscous effect yang berupa friksi pada permukaan sudu dapat diamati pada grafik *total pressure loss* ($\Delta p_o = p_{02} - p_{01}$) yang diwakili oleh *total pressure loss coefficient*. Gambar 2.6 menunjukkan bahwa sejauh *stalling condition* belum dicapai, harga *total pressure loss coefficient*, adalah hampir konstan. Setelah *stalling angle of attack* dicapai (disini $\approx 20^\circ$) terlihat harga ξ_v naik tajam. Hal ini disebabkan oleh separasi aliran yang hebat pada *suction side* telah menghancurkan sebagian energi aliran.

Analisa terakhir yang dapat diterangkan disini adalah terhadap grafik *axial velocity ratio (AVR)* : $\mu = W_{2x} / W_{1x}$. Gejala fisik yang ada disini, sebenarnya tidak termasuk dalam problem aliran dua dimensi (2D), melainkan fenomena rumit separasi tiga dimensi (3D) pada *wall (casing dan hub)* yang efeknya terdeteksi di tengah *span* sebagai kenaikan harga AVR yang idealnya adalah harus = 1,0.

Beberapa penelitian mengenai aliran skunder (*secondary flow*) pada kaskade kompresor telah dilakukan oleh Hubner, Kang dan Storer. Pada penelitian ini, dipilih *stagger angle* dan *camber* berturut-turut $\lambda =$

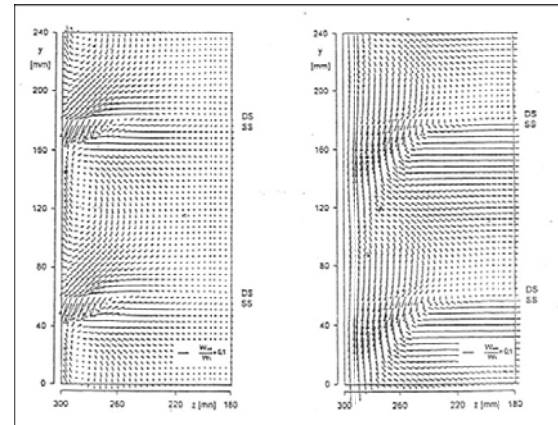


$32,5^{\circ}$ dan $\phi 48^{\circ}$, $\lambda = 10^{\circ}$ dan $\phi 45^{\circ}$, $\lambda = 22,5^{\circ}$ dan $\phi 45,5^{\circ}$, yang menunjukkan suatu konfigurasi sudu dengan *stagger angle* kecil dan *camber* yang besar, suatu konfigurasi khas untuk sudu dari kompresor stator (dekat *hub*) yang berbeda sekali dengan konfigurasi sudu kompresor rotor (dekat *casing*) yang menunjukkan *stagger angle* besar dengan *camber* kecil.

Penelitian yang telah dilakukan oleh Stark dan Bross, telah mensimulasikan aliran kompresor rotor (dekat *casing*), namun belum memasukkan aspek *tip clearance* dalam terbentuknya aliran sekunder. Sementara Sasongko pertama kali mempublikasikan simulasi aliran dalam *compressor rotor* (dekat *casing*) yang sudah mengikutsertakan aspek *tip clearance*, akan tetapi penelitian tersebut belum mengikutsertakan aspek *inlet boundary layer*.

Pada harga *stagger angle* yang tidak terlalu besar ($<40^{\circ}$), hampir semua peneliti menemukan gejala separasi tiga dimensi itu berupa *vortex* aliran sekunder dekat *casing* dan *hub* yang membuat *blockage* terhadap aliran primer sehingga aliran berkonsentrasi menjauhi *wall* yang mengakibatkan harga $W_{2x} > W_{1x}$ atau harga $\mu = 1,0$. Fenomena ini sampai awal tahun 1990 dikenal dan dianut sebagai *corner stall theory*. Pada tahun 1997, [5] di Jerman pertama kali menyatakan bahwa untuk *stagger angle* yang besar ($\approx 50^{\circ}$) aliran sekunder yang terbentuk akibat separasi tiga dimensi pada *wall* adalah tidak berupa *vorteks* sekunder, melainkan berupa aliran sekunder melintang dari sudu ke sudu (*blade to blade*) yang bahkan memberikan *blockage effect* jauh lebih besar dibanding yang diberikan oleh *vorteks* sekunder. Hal ini ditandai oleh harga *AVR* (μ) yang sangat besar ditengah *span*, karena kontraksi aliran yang sangat kuat. Pada *stalling point* harga μ ini bahkan bisa mencapai harga 1,6. Sasongko menamakan teori ini sebagai *Wall Stall Theory* untuk mengingatkan bahwa *stall* yang terjadi akibat aliran sekunder melintang sepanjang *blade passage* pada *wall* ini berbeda pada *blade stall* maupun *corner stall*.

Pengaruh harga *AVR* yang besar ini terhadap grafik $\Delta p/q_1$ maupun $\Delta \beta$ dapat dilihat pada gambar 5. akibat *blockage* yang kuat pada daerah *wall*, kompresor telah terganggu kenaikan tekanannya jauh sebelum *stalling angle of attack* dicapai. Untuk memberikan sedikit gambaran berikut ini diberikan dua tipe aliran sekunder yang disebut di atas.



Gambar 5. Aliran Sekunder Pada Daerah *Wall* (Sasongko, TU Braunschweig) [5]

Dari karakteristik kaskade yang diperoleh secara eksperimental, orang dapat menaksir *stalling point* maupun *design point* dengan cara/definisi sebagai berikut :

- *Stalling incidence*, yang sesungguhnya secara persis sangat sulit ditentukan, didefinisikan sebagai *incidence*, dimana harga total *total pressure loss coefficient* sama dengan dua kali *total pressure loss coefficient* minimum.
- *Design point*, didefinisikan sebagai titik yang terdekat ditengah-tengah dua *stalling incidence* kiri dan kanan.

2.3. Udara

2.3.1 Tekanan Udara

Tekanan udara adalah gaya persatuan luas yang bekerja pada suatu bidang dalam ruangan. Disini tekanan udara bekerja tegak lurus terhadap suatu bidang. Udara yang mempunyai berat jenis dan terletak diatas permukaan seluas 1 cm² akan menekan bidang ini. Tekanan udara diukur dengan Barometer ataupun Manometer. Barometer digunakan untuk mengukur tekanan udara diruangan terbuka sedangkan Manometer digunakan untuk mengukur tekanan udara didalam ruangan tertutup. Satuan dari pengukuran tekanan udara adalah kg/m², kg/cm², Cm Hg, Inch Hg dan Psi.

Analisa tekanan di dalam suatu fluida yang diam disebut *hidrostatika*. *Hidrostatika* digunakan untuk menentukan berbagai hubungan diantara perbedaan tekanan dan ketinggian suatu manometer. Kebanyakan alat pengukur tekanan memberikan beda diantara tekanan yang diukur dengan tekanan atmosfer, beda tekanan ini disebut dengan tekanan *gauge* (*gauge pressure*) dan dinotasikan dengan Pag (*Pascal gauge*) atau psig (*lbf/in² gauge*).

2.3.2. Tekanan Statis, Stagnasi, dan Dinamis

Tekanan yang dapat diukur bila aliran diperlambat



sampai dengan kecepatannya sama dengan nol, dengan proses tanpa gesekan adalah tekanan stagnasi. Tekanan yang diukur oleh alat ukur yang bergerak bersama – sama aliran dengan kecepatan yang sama adalah tekanan statis. Sedangkan tekanan dinamis adalah perbedaan antara tekanan stagnasi dan statis.

Pada percobaan dengan menggunakan papan yang berdiri tegak lurus kemudian dialirkan udara, akan timbul suatu gaya yang disebabkan oleh tekanan dinamis. Sebenarnya tekanan dinamis ini adalah merupakan suatu hambatan udara atau drag yang besarnya sama dengan $k \cdot \rho \cdot V^2$. Karena konstanta $K = \frac{1}{2}$ maka tekanan dinamis menjadi :

$$\text{Tekanan dinamis} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (1)$$

dimana :

Tekanan dinamis (P) dalam (N/m^2)

ρ = massa jenis udara (Kg/m^3)

V = kecepatan udara (m/s)

Sedangkan tekanan statis adalah tekanan udara disuatu tempat yang tidak dipengaruhi oleh hal-hal lain disekitarnya. Dalam suatu kejadian aliran udara dalam suatu ruangan terjadi bahwa jumlah tekanan statis dan tekanan dinamis selalu konstan.

2.3.3 Teori Bernoulli

Dalam aliran udara yang bergerak *streamline*, dimana udara ini bersifat aliran udara yang tetap (*steady flow*), tidak dapat ditekan dan tidak kental (*non viscous*) oleh Bernoulli didapatkan suatu teori yang menyatakan bahwa : Energi potensial + energi kinetik + energi tekanan = konstan

Karena total energi adalah konstan, maka berkurangnya kecepatan akan berpengaruh terhadap energi kinetik, diimbangi dengan bertambahnya tekanan statis yang berpengaruh kepada energi potensial.

Rumus umum energi kinetik :

$$Ek = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \quad (2)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (3)$$

dimana :

Ek = energi kinetik (Joule)

m = massa (Kg)

V = kecepatan (m/s)

ρ = *Density* udara (Kg/m^3)

V = Kecepatan udara (m/s)

Energi potensial hanya dinyatakan oleh perubahan tekanan statis. Jadi persamaan energi total yaitu penjumlahan dari energi potensial dan energi kinetik, hal ini dapat dikatakan sebagai total tekanan atau tekanan stagnasi atau head tekanan.

Persamaan Tekanan Total dirumuskan menjadi :

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \quad (4)$$

dimana :

P_t = total tekanan, tekanan stagnasi (N/m^2)

P_s = tekanan statis (N/m^2)

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2$ = tekanan dinamis (N/m^2)

Persamaan diatas merupakan persamaan Bernoulli

untuk aliran *incompressible* (tak mampu mampat).

Tekanan dinamis merupakan hal yang sangat penting dalam persamaan diatas. Dimana tekanan dinamis merupakan faktor penting pada perubahan tekanan statis permukaan.

2.3.5. Pengaruh Gradiasi Tekanan pada Aliran : Separasi

Gradiasi tekanan dikatakan terbalik bila tekanan bertambah searah dengan aliran, yaitu $\partial P / \partial x > 0$. bila $\partial P / \partial x < 0$, jadi tekanan berkurang maka gradiasi tekanan dikatakan menggunakan (*favourable*).

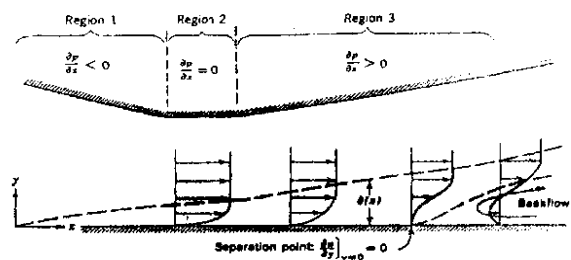
Bila kita memperhatikan gaya-gaya yang bekerja pada partikel yang mengalir dekat permukaan padat, maka kita akan lihat bahwa ada gaya geser yang memperlambat aliran tersebut untuk gradiasi tekanan macam apapun. Untuk aliran $\partial P / \partial x = 0$, perlambatan tersebut mengakibatkan berkurangnya momentum tetapi tidak cukup membawa partikel yang mengalir berhenti.

Pada kawasan (1) dimana $\partial P / \partial x < 0$, disini tidak ada kemungkinan gerakan partikel akan berhenti. Pada kawasan (3) dimana $\partial P / \partial x > 0$, disini gerakan partikel secara berangsur-angsur diperlambat sampai betul-betul

berhenti $\left. \frac{\partial U}{\partial y} \right|_{y=0} = 0$ atau dikatakan bahwa aliran

dalam *boundary layer* mengalami separasi. Dan selanjutnya dibelakang titik separasi terjadi suatu aliran balik (*back flow*).

Untuk aliran *turbulen*, momentum aliran lebih besar sehingga dia mempunyai sifat yang lebih tahan terhadap separasi artinya bahwa agak sulit bagi gaya geser untuk mengimbangi momentum aliran. Adapun penjabaran diatas dapat dilihat pada gambar 6.



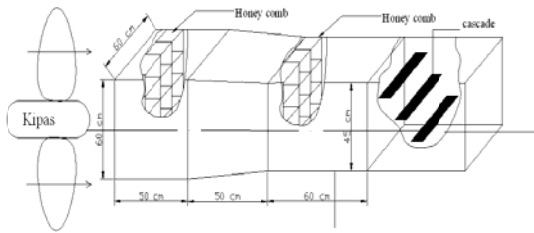
Gambar 6. Aliran Boundary Layer dengan Gradiasi Tekanan

3. Metode

3.1. Skema Rancangan

Pada perancangan dan pembuatan *wind tunnel* yang perlu mendapat perhatian adalah *wind tunnel – parallel flow* yaitu bila tekanan statis pada sisi – sisi *wind tunnel* adalah sama.

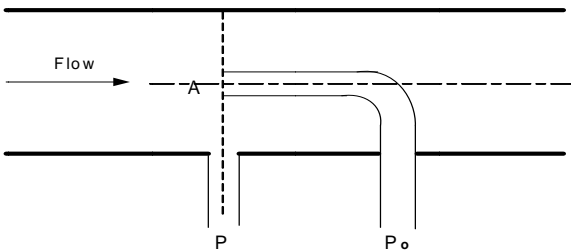




Gambar 7. Wind Tunnel

Kecepatan udara dalam *Wind Tunnel* dapat dicari dengan menggunakan alat *inclined manometer*. Berdasarkan teori Buku Mekanika Fluida, untuk mencari kecepatan fluida didalam pipa didapat dari penggunaan rumus Bernoulli, berdasarkan perbedaan tekanan stagnasi P_0 dengan tekanan statis P adalah sebagai berikut :

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} + z = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + \frac{V_0^2}{2 \cdot g} + z_0 \quad (5)$$



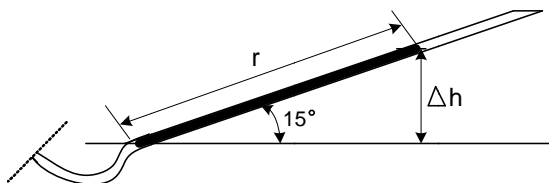
Gambar 8. Pengukuran Tekanan Stagnasi dan Tekanan Statis Secara Simultan

Pada kondisi pengukuran tekanan diatas dimana titik 0 berimpit dengan titik A, titik 0 adalah titik stagnasi, sehingga persamaan diatas menjadi:

$$\frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} = \frac{p_0}{\rho \cdot g} + \frac{V_0^2}{2 \cdot g}$$

Dalam keadaan stagnasi $V_0 = 0$, sehingga persamaan menjadi:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (6)$$



Gambar 9. Inclined Manometer

Untuk Δh digunakan *inclined manometer* dengan sudut kemiringan 15° , dimana pertambahan panjang dinyatakan dengan Δr , sehingga Δh dapat dicari.

3.2. Prosedur Penelitian

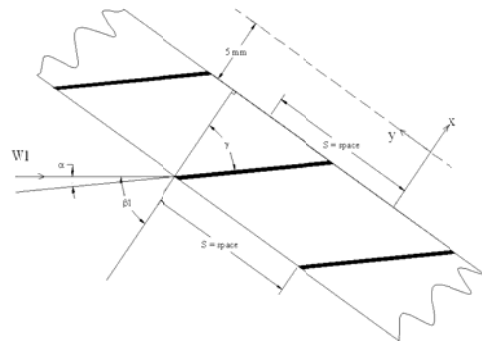
Tahapan-tahapan yang dilakukan pada penelitian ini adalah :

3.2.1. Tahap Persiapan

- Sebelum melakukan pengujian dilakukan persiapan alat-alat yang akan digunakan seperti *Wind Tunnel*, *Inclined Manometer*, *blade* dan lain-lain
- Mempersiapkan alat-alat tulis untuk pencatatan data.

3.2.2. Tahap Pengujian

- Tahapan pengujian adalah :
 - a. *Wind Tunnel* diset dengan kipas dan motor agar angin yang masuk menghasilkan aliran paralel (*parallel flow*).
 - b. Pasang *blade* kedalam *Wind Tunnel* dengan sudut serang yang telah ditentukan yaitu . Seperti yang terlihat pada gambar 10.



Gambar 10. Kaskade Kompresor

Kaskade kompresor adalah dengan *Blade* tipe NACA 65-(18)10, masing-masing dengan ketentuan sebagai berikut:

- a. Bersudut *Stagger* (γ) = 50° ; sudut serang (α) = 0° ; $\beta_1 = 50^\circ$
 - b. Bersudut *Stagger* (γ) = 50° ; sudut serang (α) = 5° ; $\beta_1 = 55^\circ$
 - c. Bersudut *Stagger* (γ) = 50° ; sudut serang (α) = 10° ; $\beta_1 = 60^\circ$
2. Letakan alat pengukur (*Inclined Manometer*) pada titik-titik yang telah ditentukan yaitu pada dinding satu *space* sepanjang *chord* Lihat dan catat data-datanya untuk mengetahui tekanan statis pada dinding.
 3. Hidupkan motor selama waktu pengujian yang diinginkan dengan kecepatan aliran udara konstan

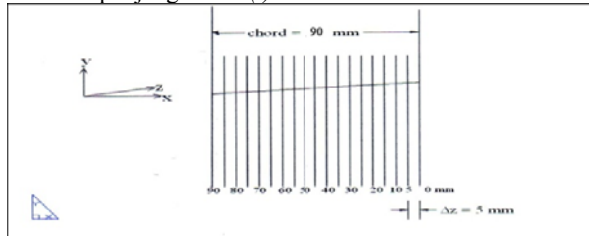


4. Ulangi langkah 3-4 dimana diberi sudut serang 5° dan 10° . Lihat dan catat data-datanya untuk mengetahui tekanan statis pada dinding

➤ Tahapan pengambilan data

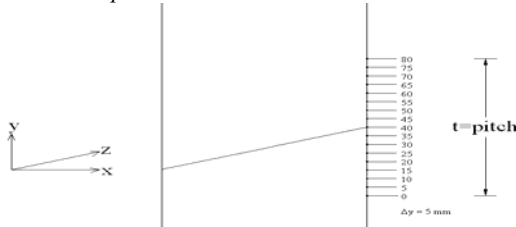
Untuk memperoleh detail tekanan statis pada dinding maka pengukuran dilakukan pada 323 titik pada dinding sepanjang laluan fluida:

1. Sepanjang *chord* (l)



Gambar 11. Titik Pengukuran Sepanjang *Chord*

2. Satu *pitch*



Gambar 12. Titik pengukuran sepanjang *pitch* (t)

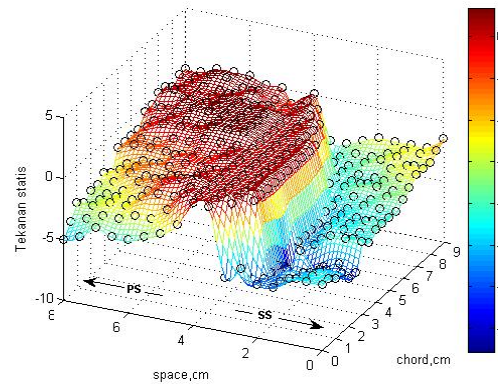
4. Hasil dan Pembahasan

Penelitian dilakukan pada kompresor kaskade dengan konfigurasi kaskade sebagai berikut ;

- *Blade* tipe NACA 65-(18)10
- *Space* (t) ; 80 mm
- *Chord* (l) ; 90 mm
- *Angle of Attack* ; $\alpha = 0^\circ, 5^\circ$ dan 10°
- *Stagger Angle* ; $\gamma = 50^\circ$
- *Air Inlet Angle* ; $\beta = 50^\circ, 55^\circ$ dan 60°

Dari hasil pengolahan data maka dapat digambarkan suatu kontur tekanan statis yang digunakan untuk mengetahui karakteristik tekanan statis pada dinding sepanjang laluan fluida suatu kaskade kompresor aksial *blade* tipe NACA 65-(18)10 dengan sudut serang yang bervariasi, adapun gambar masing-masing kontur tekanan statis pada masing-masing sudut serang yang digunakan dalam pengujian:

4.1. Konfigurasi Kaskade $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 0^\circ$; $\beta_1 = 50^\circ$



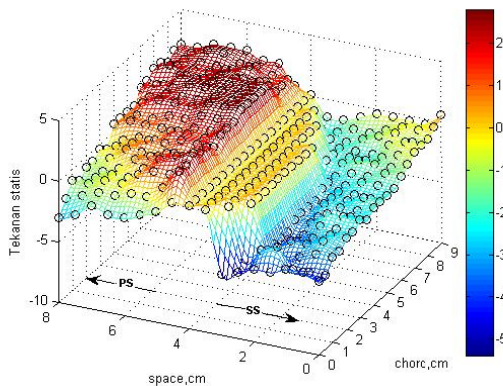
Gambar 13. Kontur Tekanan Statis pada Dinding Sepanjang Laluan Fluida $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 0^\circ$; $\beta_1 = 50^\circ$

Dari Gambar 13 dapat dilihat bahwa pada sudut serang ($\alpha = 0^\circ$) dengan *stagger angle* yang tetap ($\gamma = 50^\circ$), titik stagnasi tepat berada pada *leading edge* dari *blade*, ini dibuktikan dengan nilai tekanan statis yang paling tinggi berada pada daerah tersebut. Pada konfigurasi *cascade* ini tetap terjadi perbedaan tekanan statis pada *suction side* dan *pressure side*. Perbedaan tekanan statis ini diakibatkan oleh adanya *camber* pada desain *blade* sehingga kecepatan pada daerah *suction side* akan lebih besar dari pada *pressure side*, atau dengan kata lain tekanan statis yang terjadi pada *suction side* akan lebih kecil dari pada *pressure side*. Adapun hal ini sesuai dengan fungsi, bahwa tekanan berbanding terbalik dengan kecepatan.

Dalam gambar 13 juga dapat dilihat daerah tekanan minimum terjadi sekitar 50 % dari panjang *chord* yang diukur dari *leading edge*, yang mana dalam referensi yang digunakan menyebutkan karakteristik *blade* ini, memang dirancang untuk memindahkan letak tebal maksimum kebelakang sehingga tekanan minimum yang terjadi nantinya akan jatuh pada jarak 50 % dari panjang *chord* (diukur dari *leading edge*). Maka dengan ini diketahui terjadi kesesuaian antara penelitian dan referensi yang ada tentang tempat terjadinya titik tekanan minimum pada *blade* uji yang digunakan.

4.2. Konfigurasi Kaskade $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 5^\circ$; $\beta_1 = 55^\circ$



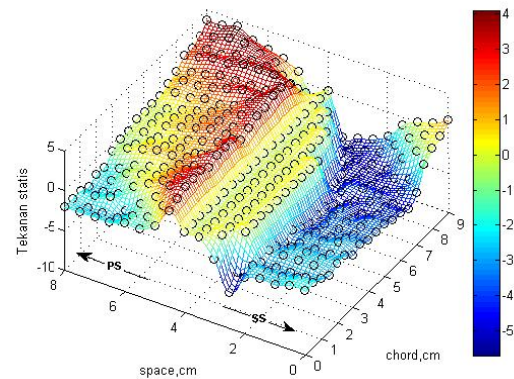


Gambar 14. Kontur Tekanan Statis pada Dinding Sepanjang Lajuan Fluida $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 5^\circ$; $\beta_1 = 55^\circ$

Refrensi [4] menyatakan pada *blade* tunggal penambahan sudut serang (α) menunjukkan bahwa semakin besar sudut serang (α) terjadi pergeseran titik stagnasi ke arah *pressure side* dan efek separasi sangat jelas terjadi pada daerah *suction side* (Gambar 4.3). Akan tetapi berbeda halnya untuk konfigurasi kaskade 2 Dimensi, selain dipengaruhi oleh hal diatas fenomena aliran yang terjadi saat fluida melintasi masing-masing sudu menunjukkan adanya karakteristik aliran yang saling mempengaruhi antara sudu satu dengan sudu yang lainnya.

Gambar 14 menunjukkan bahwa dengan penambahan *stage loading* yaitu pembesaran sudut serang (α) sebesar 5° pada *stagger angle* (γ) yang tetap, titik stagnasi bergeser kearah *pressure side* sehingga menyebabkan pergeseran daerah tekanan minimum ke arah depan *suction side* (ke arah *leading edge*). Pergeseran daerah tekanan minimum ke arah depan *suction side* (ke arah *leading edge*) mengakibatkan terjadinya separasi aliran yang lebih awal pada daerah *suction side*, yang mana pada Gambar Kontur diperlihatkan dengan terjadinya penurunan tekanan statis dan terjadinya aliran yang bergelombang pada bagian depan *suction side*. Pada bagian *trailing edge*, pembesaran perbedaan tekanan statis antara *pressure side* dan *suction side* atau pembesaran *adverse pressure gradient* menyebabkan pergerakan aliran fluida dari tekanan yang lebih tinggi menuju tekanan yang lebih rendah yaitu dari *trailing edge pressure side* mengarah pada *trailing edge suction side*, hal ini menyebabkan terjadinya aliran balik (*back flow*) pada daerah *suction side*. Adapun kondisi separasi aliran ini terjadi sekitar 80 % dari panjang *chord* diukur dari *leading edge* sehingga setelah daerah ini baru terjadi pemulihan aliran yang diperlihatkan dengan distribusi tekanan pada daerah tersebut terdistribusi secara merata pada bagian *trailing edge*.

4.3. Konfigurasi Kaskade $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 10^\circ$; $\beta_1 = 60^\circ$



Gambar 15. Kontur Tekanan Statis pada Dinding Sepanjang Lajuan Fluida $\gamma = 50^\circ$; $\alpha = 10^\circ$; $\beta_1 = 60^\circ$

Untuk Konfigurasi Kaskade dengan sudut serang (α) sebesar 10° , menunjukkan trend aliran yang sama dengan Konfigurasi Kaskade dengan sudut serang (α) sebesar 5° . Akan tetapi pada (α) sebesar 10° , penurunan tekanan yang terjadi lebih ekstrim karena titik stagnasi pada *pressure side* bergeser lebih kebelakang dibandingkan pada (α) sebesar 5° sehingga memicu separasi yang lebih hebat pada *suction side* dari sejak awal sisi masuk (lihat Gambar 15). Dari fenomena ini dapat diduga separasi sangat hebat terjadi pada *suction side* tepat pada *leading edge*, sehingga dapat diindikasikan bisa menurunkan energi aliran atau menyebabkan *losses* yang tinggi.

Bila dibandingkan Gambar 13, 14, 15 terjadi perbedaan antara Konfigurasi Kaskade sudut serang (α) = 0° , (α) = 5° dan $\alpha = 10^\circ$, semakin besar sudut serang (α) terjadi pergeseran titik stagnasi ke arah *pressure side* sehingga menggeser titik separasi ke arah *suction side*, Artinya jika *angle of attack* (α) diperbesar *boundary layer* cenderung berseparasi pada *suction side* dan *wake* akan terbentuk.

Penelitian [5] menjelaskan terjadi interaksi antara dinding (*wall*) *Boundary Layer* dan *Blade Boundary Layer* yang mempengaruhi kecenderungan terbentuknya aliran sekunder yaitu komponen aliran yang membentuk sudut terhadap aliran primer akibat *effect viscous* berupa gesekan (*friction*) pada permukaan *blade* dengan *wall* dan *blade boundary layer* sehingga menyebabkan *blockage* aliran. Aliran sekunder pada *stagger* besar (γ) = 50° yang terbentuk akibat separasi 3 (tiga) dimensi pada dinding (*wall*) adalah tidak berupa *vortex* sekunder, melainkan berupa aliran sekunder yang melintang dari sudu ke sudu (*blade to blade*) yang bahkan memberikan *blockage effect* jauh lebih besar dibanding *vortex* sekunder.

Hasil penelitian memperkuat penelitian sebelumnya, dapat dilihat pada Gambar 13, 14, dan 15. Semakin besar sudut serang, separasi semakin menguat terutama



pada daerah *suction side*, dapat diindikasikan daerah tersebut mengalami peningkatan kekuatan aliran sirkulasi (*strength of circulation*), hal ini dapat dipahami bahwa aliran sekunder merupakan fungsi kecepatan, dengan meningkatnya aliran sekunder *losses* yang terjadi meningkat pula.

5. Penutup

5.1. Kesimpulan

Penelitian yang dilakukan pada kompresor kaskade *blade* tipe NACA 65-(18)10 pada dinding dengan *stagger angle* besar (γ) = 50° , *space* (s) = 80 mm, *chord* (l) = 90 mm, *angle of attack* (α) = 0° , 5° , dan 10° , *air inlet angle* (β) = 50° , 55° , dan 60° menunjukkan bahwa:

1. Kontur tekanan statis menunjukkan pada (α) = 0° telah terjadi perbedaan tekanan statis pada daerah *suction side* dengan *pressure side* yang diakibatkan oleh adanya *camber* pada *blade*, sedangkan dengan bertambahnya sudut serang (α) = 5° dan 10° perbedaan tekanan statis yang terjadi adalah semakin besar.
2. Kontur tekanan statis pada dinding menunjukkan semakin besar sudut serang (α) = 5° dan (α) = 10° , separasi semakin besar terjadi pada *suction side*.
3. Kontur tekanan statis menunjukkan dengan penambahan sudut serang (α) = 5° dan (α) = 10° terjadi suatu aliran balik (*back flow*) dari *pressure side* menuju *suction side* yang disebabkan oleh *adverse pressure gradient* yang terjadi semakin besar.

5.2. Saran

1. Perlu diadakan penelitian lebih lanjut tentang fenomena aliran yang terjadi pada dinding (*wall*), sehingga dapat digunakan sebagai informasi ilmiah dalam rancang bangun *turbo machinery*.
2. Penelitian ini dapat dilanjutkan dengan mengikutsertakan aspek *tips clearance* pada kaskade kompresor aksial dengan *blade* tipe NACA 65-(18)10 sehingga diketahui pola aliran fluida yang terjadi akibat adanya penambahan *tips clearance*.

Acknowledgements

Terimakasih disampaikan kepada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik – Universitas Udayana atas dukungan dana (DIPA) yang diberikan untuk mengikuti seminar pada SNTTM-9 di Palembang ini.

Daftar Pustaka

- [1] Frank M. White, (1991), *Mekanika Fluida*, Jilid 2. Edisi 2. Erlangga, Jakarta.
- [2] John D. Anderson, Jr, (2001), *Fundamentals of Aerodynamics*, Third edition, Mc Graw Hill, San Francisco.

- [3] Rajput. R. K, (2002), *A Textbook of Fluid Mechanics and Hydraulic Machines*, S. Chand and Company LTD, Ram Nagar, New Dehli
- [4] Suryawan, A.A.A, (2000), *Pengaruh Blade Loading Terhadap Karakteristik Aliran Sekunder pada Compressor Cascade Blade Tipis Simetris Bersudut Stagger Besar*, Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh November (ITS), Surabaya.
- [5] Sasongko, H. (1999). *Pompa dan Kompresor*. Fakultas Teknik Industri Institut Teknologi Sepuluh November (ITS), Surabaya.
- [6] Sularso, (1986), *Pompa dan Kompresor*, PT Pradnya Paramitha, Jakarta

