

BAB II

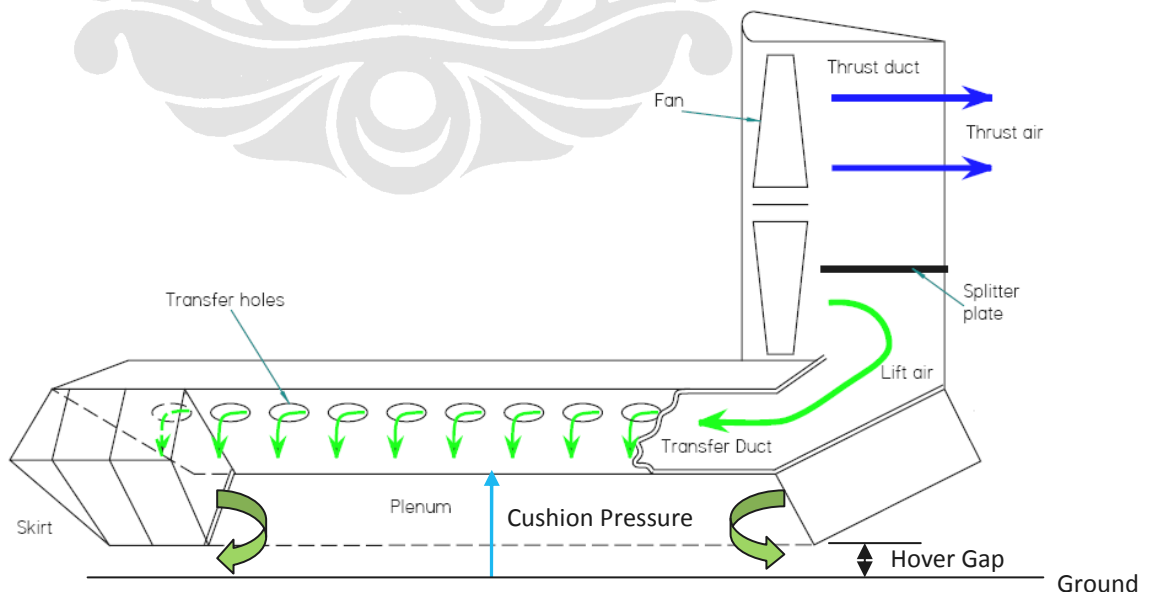
LANDASAN TEORI

2.1 PRINSIP KERJA *INTEGRATED HOVERCRAFT*

2.1.1 Hovercraft dengan system angkat dan dorong (*lift and thrust System*) terintegrasi

Integrated hovercraft merupakan jenis hovercraft yang hanya menggunakan satu buah engine/motor dan fan yang berfungsi untuk menghasilkan gaya dorong (*thrust system*) dan gaya angkat (*lift system*). Untuk memenuhi kedua fungsi tersebut, maka pembagian debit aliran udara dari thrust fan ke *cushion* dilakukan dengan menggunakan sebuah pembagi aliran (*splitter*) dan menggunakan *ducting*.

Parameter yang menentukan dari kinerja *thrust* dan *lift system*, seperti posisi dari *splitter* dan ukuran *duct*, dilakukan pada awal proses desain. Faktor lain seperti pemilihan dari fan dan *drive ratios*, dapat diubah setelah proses desain awal dilakukan. Hal penting yang menentukan desain dari sebuah *integrated hovercraft* ialah korelasi dari *lift dan thrust system*. Desain yang baik ialah dengan menghasilkan gaya angkat (*lift*) yang memadai serta menghasilkan gaya dorong (*thrust*) yang maksimal.



Gambar 2.1 Skema Integrated Hovercraft

Gambar diatas menunjukkan skema dari *integrated hovercraft*, dimana motor/engine yang digunakan untuk memutar fan hanya berjumlah satu buah. *Engine*/motor menggerakkan fan melalui *gearbox*/transmisi atau dengan *belt drive*. Aliran udara yang dihasilkan akibat putaran fan mengalir melewati duct (casing). Sebagian besar dari aliran fluida mengalir keluar duct dan dikonversi menjadi gaya dorong pada sistem (*thrust system*), kemudian sebagian lainnya mengalir ke skirt/bag kemudian ke plenum sehingga menghasilkan bantalan udara (*Air Cushion*), Aliran udara secara kontinyu keluar melalui jarak yang dibentuk antara hovercraft dan ground (*hover gap*) yang disertai dengan timbulnya efek gaya angkat (*lift*) yang disebabkan oleh tekanan yang terjadi pada sisi cushion (*cushion pressure*).

Kinerja dari *Integrated Hovercraft*

Kinerja dari sebuah *Integrated Hovercraft* dipengaruhi oleh karakteristik sistem angkat (*lift*) dan karakteristik sistem dorong (*Thrust*) serta beberapa karakteristik lainnya .

➤ **Karakteristik sistem angkat (*lifting system*)**

First lift

Kondisi ini mengindikasikan batas minimum jumlah RPM dari *engine*/motor yang diperlukan untuk menghasikan gaya angkat pada sistem. Pada kondisi ini menunjukkan tahap awal dari gaya angkat namun tidak disertai adanya *hover gap*. Kondisi ini merupakan titik teoritis pada saat *hover gap* dan aliran udara asumsikan nol . Pada tahapan ini diperhitungkan asumsi ketidak sempurnaan disain dari skirt yang dapat menimbulkan kerugian aliran, yaitu sebesar $0.3 \text{ m}^3/\text{s}$.

Design Lift

Kondisi ini mengindikasikan engine RPM yang dibutuhkan , untuk mengangkat (*hovering*) pada kondisi permukaan yang rata dan halus (*smooth*). Pada tahapan ini *hover gap* , dan *cushion pressure* dan aliran udara diperhitungkan ke dalam kalkulasi. Pada tahap ini juga dipertimbangkan tingkat kemampuan manuver (*maneuverability*) dari hovercraft dengan menghasilkan gaya dorong (*thrust*) yang minimum.

Maksimum Lift

Pada kondisi ini diperhitungkan sistem angkat yang harus dihasilkan agar hovercraft dapat menghasilkan *cushion pressure* yang memadai pada permukaan yang buruk, seperti di rawa-rawa.

➤ **Karakteristik sistem dorong (thrust system)**

Maksimum Static Thrust

Nilai ini adalah nilai maksimum gaya dorong yang diberikan dalam desain hovercraft. Besarnya nilai ini adalah sesuai dengan aplikasi hovercraft.

Minimum static thrust

Pada *integrated hovercraft*, nilai ini berhubungan langsung dengan desain gaya angkat hovercraft. Nilai ini merupakan parameter penting karena merepresentasikan jumlah gaya dorong minimum yang diperlukan hovercraft untuk bermanuver pada saat beroperasi. Pada dasarnya perhitungan gaya dorong minimum yang tidak sesuai (terlalu tinggi) dapat menyebabkan inefisiensi pada hovercraft, dan proses manuver hovercraft tidak dapat berjalan dengan mulus. Akibatnya diperlukan sistem tambahan yang menahan gaya dorong yang terjadi, yaitu dengan menggunakan *reverse thrust*. Penggunaan *reverse thrust* membutuhkan biaya tambahan dan relatif berisiko dalam pengoperasiannya.

➤ **Karakteristik lainnya yang mempengaruhi performa hovercraft**

Blade Tip Speed pada Fan

Yaitu kecepatan maksimum pada tip fan, yang dipengaruhi oleh putaran mesin (RPM). Pengaruh tip speed pada hovercraft berhubungan dengan beberapa aspek antara lain :

- **Safety** : kecepatan tip fan yang tinggi akan menghasilkan tingkat stress yang tinggi pada sudu fan (blade) yang akan berpotensi pada kerusakan dari sudu fan tersebut
- **Tingkat kebisingan (Noise)** : kecepatan tip fan yang tinggi akan mengakibatkan tingkat kebisingan yang tinggi pula

- **Regulasi** : desain hovercraft harus sesuai dengan regulasi batas maksimum kecepatan tip fan (*blade tip speed*) dari Regulasi HCGB (Regulasi untuk kendaraan hovercraft).

Tingkat Kebisingan(Noise)

Kebisingan pada hovercraft berasal dari dua sumber utama yaitu engine/motor dan fan. Pada fan tingkat kebisingan dipengaruhi oleh kecepatan tip sudu fan. Pada engine kebisingan dipengaruhi oleh RPM dan Power dari engine tersebut.

2.1.2 Metode Penghitungan thrust dan lift performance pada integrated Hovercraft

➤ **Input Data**

Dalam melakukan proses perhitungan terhadap gaya dorong (*thrust system*) dan gaya angkat (*lift system*) pada hovercraft terdapat beberapa parameter, diantaranya adalah :

Parameter aliran fluida

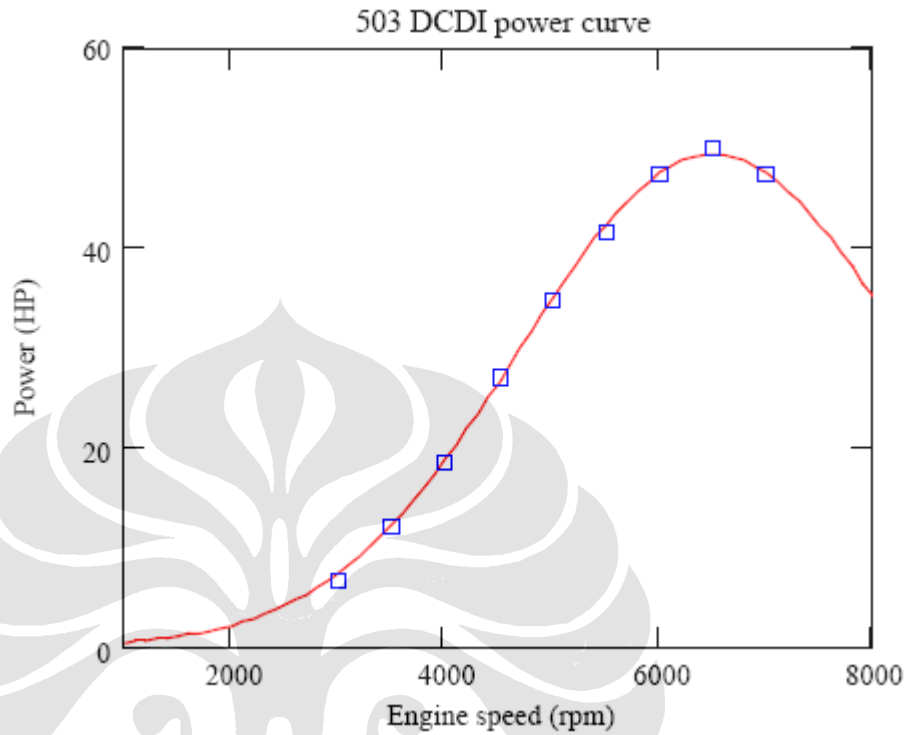
- Densitas dari udara (ρ), pada kondisi udara standar densitas udara didefinisikan sebesar 1.22 kg/m^3 .
- Temperatur udara dalam craft (**T**), pada kondisi standard parameter ini didefinisikan sebesar 20°C .
- Diameter fan (d_{fan}), yaitu ukuran diameter dari thrust & lift fan (m)
- Diameter Hun (d_{hub}), yaitu diameter hub dari thrust & lift fan (m)
- Tekanan statis dibelakang thrust & lift fan (**Ps_{th}**)
- Kecepatan fan (v_0), yaitu kecepatan masuk duct dimana kecepatan thrust telah diperhitungkan (m)
- Tinggi splitter (**h_{sp}**), yaitu tinggi pembagi aliran fluida yang melewati thrust dan lift system. (m)
- Gear box rasio (**k_p**), bila digunakan ger atau belt.

Parameter Engine/motor yang digunakan

- Putaran Engine/motor (**RPM**) dan daya motor (**HP**), menunjukkan debit aliran fluida.

Engine performance curve :

Untuk menentukan putaran engine dan daya yang digunakan dilakukan pemilihan dari kurva performansi engine dari mesin **Rotax 503 DCDI**



Gambar 2.2 kurva performansi engine dari mesin **Rotax 503 DCDI** [1]

Sumber <http://www.ebicom.net/~dhyams/cvxpt.htm>

Persamaan untuk kurva diatas ialah

$$\text{Engine HP} = a \cdot e^{\frac{-(\text{RPM}-b)^2}{2c^2}} \quad (2.1)$$

Dengan : $a = 49,312$, $b = 6500$, $c = 1800$

b. Kecepatan angular fan (ω_f) dan diameter fan (d_f)

➤ **Sistem angkat (lift system)**

- Cushion area (a_c), yaitu luas daerah yang terdapat pada skirt (m^2)
- Craft mass (m_c), yaitu berat seluh unit hovercraft, termasuk bahan bakar, mesin, dll (kg)
- Skirt angle (θ_s), yaitu sudut antara skirt dan lantai
- Skirt clearance (h), yaitu dikenal dengan *hover gap* (jarak angkat) (m)

- e. Cushion perimeter (CP_c), yaitu keliling dari skirt sesuai dengan bentuk craft (m)
- f. Design factor (k_s), yaitu koefisien untuk kondisi permukaan operasional hovercraft. Dari referensi didapat disain factor pada berbagai kondisi :

Tabel 2.1 Desain Faktor untuk beberapa permukaan [2]

No	Kondisi medan	Design factor (k_s)
1	Permukaan es	1
2	Lumpur keras	1.2
3	Rumput basah dan pendek	1.3
4	Pasir	1.4
5	Lumpur basah dan rumput tinggi	1.6
6	Air berombak	1.7
7	Sangat berlumpur	1.8+

- g. Diameter transfer plenum transfer hole (dt_1) (m)
- h. Number plenum transfer hole (nt_1) (m)

➤ **Thrust calculation**

Perhitungan dari gaya dorong (thrust system) pada hovercraft berkorelasi dengan ukuran splitter (pembagi aliran) yang digunakan dalam sstem, kecepatan keluar fluida dari fan sebagai fungsi dari tekanan statis dan kecepatan fan, dan gaya dorong (thrust0 sebagai fungsi dari tekanan statis dan kecepatan fan

Splitter area

Splitter area dihitung berdasarkan geometrinya , diasumsikan bahwa splitter area yang digunakan adalah berbentuk flat (horizontal plane) yang mendeskripsikan luas area cord yang melalui duct. Luas area dibawah chord didefinisikan sebagai :

$$a_{sp} := \text{acos} \left(\frac{r_{fan} - h_{sp}}{r_{fan}} \right) \cdot \frac{d_{fan}^2}{4} - \sqrt{r_{fan}^2 - (r_{fan} - h_{sp})^2} \cdot (r_{fan} - h_{sp}) \quad (2.2)$$

Dengan luas area dari duct :

$$a_d := \frac{\pi \cdot (d_{fan}^2 - d_{hub}^2)}{4} \quad (2.3)$$

luas area thrust :

$$a_{th} := a_d - a_{sp}$$

Untuk konstanta aliran yang berupa konstanta gaya angkat dan gaya dorong pada sistem didefinisikan sebagai :

Thrust ratio :

$$k_{th} := \frac{a_{th}}{a_d} \quad (2.4)$$

Lift ratio :

$$k_{sp} := \frac{a_{sp}}{a_d} \quad (2.5)$$

Kecepatan keluar fluida sebagai fungsi dari tekanan statis dan kecepatan fan

$$V_4 = \frac{Q}{a_d} \quad (2.6)$$

Gaya dorong (thrust system) sebagai fungsi dari tekanan statis dan kecepatan fan

$$F = k_{th} \rho Q (V_4 - V_0) \quad (2.7)$$

➤ **Lift calculation**

Perhitungan dari gaya angkat yang bekerja pada hovercraft (*lift system*) didasarkan atas tiga karakteristik kondisi, yaitu :

1. *First Lift (Skirt inflate)*, yaitu kondisi dimana craft mulai terangkat namun tidak ada jarak antara craft dan lantai (*hover gap*). Tekanan pada plenum bekerja sebagai gaya angkat sistem namun aliran fluida tidak terlalu signifikan.
2. *Design hover*, yaitu kondisi dimana hover gap pada permukaan yang rata disertakan. Tekanan pada plenum bekerja sebagai gaya angkat craft, gaya angkat akibat aliran fluida didesain dengan berbagai faktor desain.
3. *Max Hover*, yaitu kondisi dimana terjadi hover gap pada permukaan yang buruk dimana factor permukaan diikutsertakan pada proses desain

Tabel 2.2 Perhitungan Sistem Angkat Integrated Hovercraft [1]

Lift point	Cushion pressure	Lift air flow rate	Fan pressure
	Pa	m ³ /sec	Pa
First lift	p _c (note 2)	Zero (note 1)	p _c
Design hover	p _c	Q _d (note 3)	p _c + Δp _{t1} (note 5)
Max hover	p _c	Q _d ·k _s (note 4)	p _c + Δp _{t2}

Beberapa parameter yang mempengaruhi gaya angkat hovercraft diantaranya adalah :

1. *Cushion pressure*

Cushion pressure adalah fungsi dari jumlah total massa craft dan cushion are, dan didefinisikan sebagai berikut :

dengan :

$$g := 9.81 \cdot m \cdot s^{-2}$$

Maka cushion pressure didapat :

$$p_c := \frac{m_c \cdot g}{a_c} \tag{2.8}$$

2. *Discharge coefficient*

Koefisien discharge (*discharge coefficient*) untuk aliran fluida yang keluar dari air cushion diestimasikan dengan menggunakan persamaan Von Misses.

Dengan asumsi skirt angle adalah θs adalah skirt angle (yaitu sudut antara skirt dan lantai), maka discharge coefficient :

$$D_c(\theta) := 0.5 + \frac{0.4 \cdot 10^{-3}}{\text{deg}} \cdot \theta + \frac{0.109 \cdot 10^{-4}}{\text{deg}^2} \cdot \theta^2 - \frac{0.494 \cdot 10^{-7}}{\text{deg}^3} \cdot \theta^3 + \frac{0.345 \cdot 10^{-9}}{\text{deg}^4} \cdot \theta^4 \tag{2.9}$$

3. *Cushion flow rate (Q_d)*

Cushion flow rate menunjukkan jumlah aliran fluida yang keluar dari hover gap setiap waktunya. Dan dengan asumsi :

h = hover gap

p_c = pressure cushion

CP_c = cushion perimeter

Maka cushion flow rate adalah :

$$Q_d = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_c \cdot h \cdot CP_c \cdot D_C} \quad (2.10)$$

Dengan asumsi *design factor* (k_s) untuk spesifik kondisi, maka didapat :

$$Q_{d,k_s} = Q_d \cdot k_s$$

4. Plenum transfer hole pressure loss

Diasumsikan bahwa gaya angkat akibat aliran fluida berasal dari fan yang ditransfer ke plenum chamber melewati lubang yang terdapat pada hull hovercraft. Nilai pressure drop pada lubang-lubang ini sangatlah signifikan dan harus disertakan dalam perhitungan.

$$a_{t1} := \frac{\pi \cdot d_{t1}^2}{4} \quad a_{t2} := \frac{\pi \cdot d_{t2}^2}{4} \quad a_{t3} := \frac{\pi \cdot d_{t3}^2}{4}$$

luas area di plenum transfer

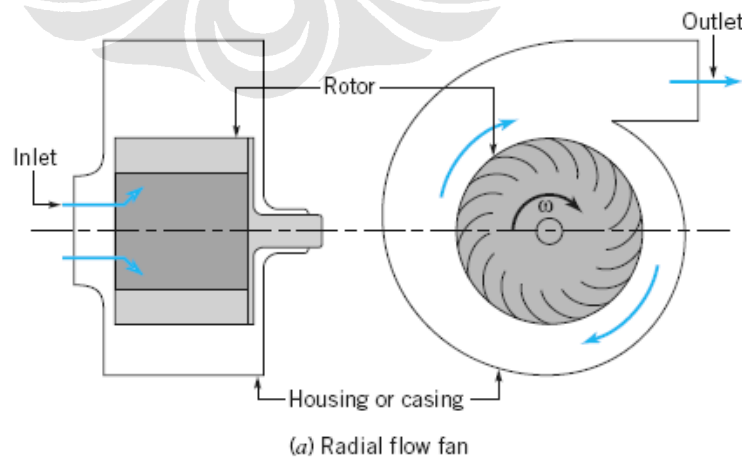
$$a_t := \frac{\pi}{4} \cdot (n_{t1} \cdot d_{t1}^2 + n_{t2} \cdot d_{t2}^2 + n_{t3} \cdot d_{t3}^2) \quad (2.11)$$

2.2 TEORI FAN (*AXIAL-FLOW, MIXED-FLOW, CENTIFUGAL-FLOW*)

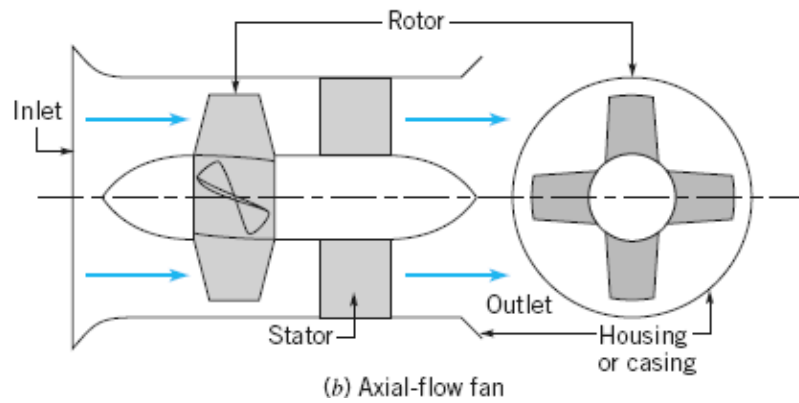
Fan merupakan suatu mesin turbo yang memindahkan fluida berupa gas (udara) pada arah aksial, ataupun radial. Fan memiliki karakteristik operasi kecepatan putar relatif rendah, mampu memindahkan fluida gas (udara) dalam volume yang besar, perubahan kerapatan fluida gas melalui fan tidak melebihi 7 % (misalnya untuk udara hanya mengakibatkan perubahan tekanan 6,9 kPa) sehingga dalam analisisnya kerapatan fluida dapat dianggap konstan, dan alirannya tak mampu mampat¹. Analisis desain, kinerja dan penskalaan fan tidak berbeda dengan pompa aksial. Namun, kenaikan head pada fan sering dinyatakan dalam kenaikan tekanan (baik statik maupun total).

Berdasarkan alirannya Fan dapat diklasifikasikan sebagai aliran aksial, *mixed-flow* dan aliran radial, tergantung pada arah utama dari gerakan fluida relatif terhadap sumbu rotor/hub. Pada fan aliran aksial aliran fluida bergerak sejajar dengan sumbu rotor/hub, pada area inlet sampai outlet. Fan aliran radial aliran fluida masuk sejajar dengan sumbu rotor/hub dan keluar pada arah radial. Fan aliran *mixed flow* merupakan gabungan dari aliran radial dan aksial.

Pada gambar 2.3 di bawah ini merupakan gambar skematik fan untuk aliran radial/centrifugal dan aliran aksial. Pada *Centrifugal Fan* arah aliran masuk pada arah aksial dan keluar fan pada arah radial, sedangkan pada *Axial Fan* arah aliran masuk pada arah aksial dan keluar fan juga pada arah aksial.

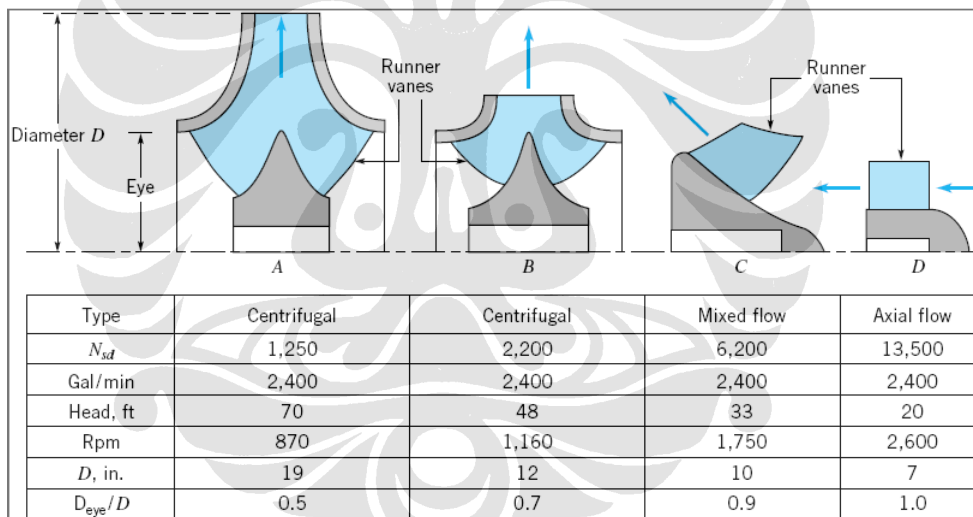


¹ Aliran udara pada fan dapat dianggap aliran *incompressible flow*



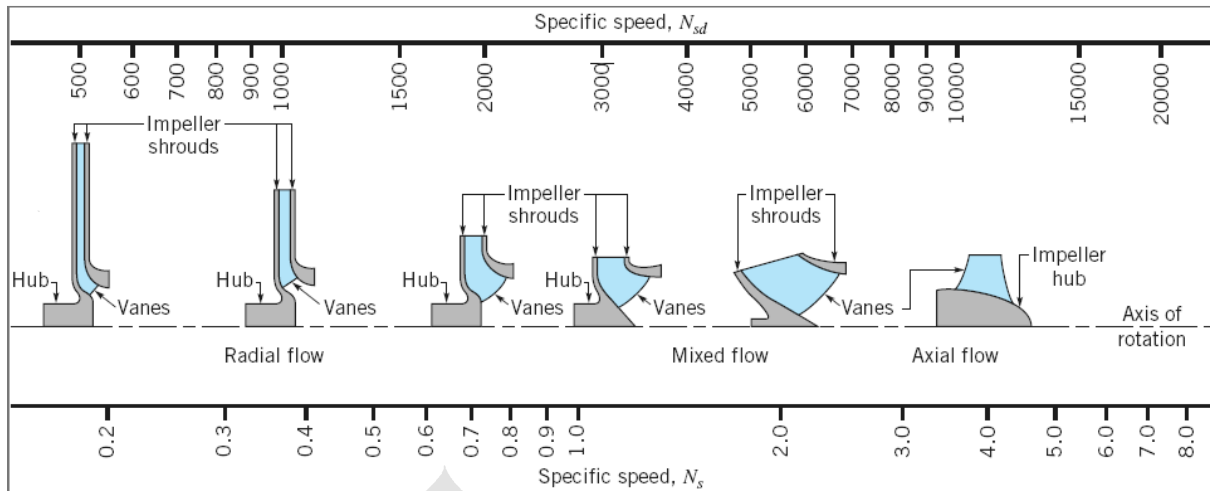
Gambar 2.3 Fan Aliran (a) Radial dan (b) Aksial

Perbandingan ketiga jenis fan dapat ditentukan oleh kecepatan spesifik (*specific speed*) dari mesin turbo tersebut. *Specific speed* merupakan parameter tak berdimensi yang menyatakan perbandingan karakteristik kapasitas aliran dan karakteristik head/tekanan pada mesin turbo.



Gambar 2.4. Perbandingan karakteristik Jenis Mesin Turbo

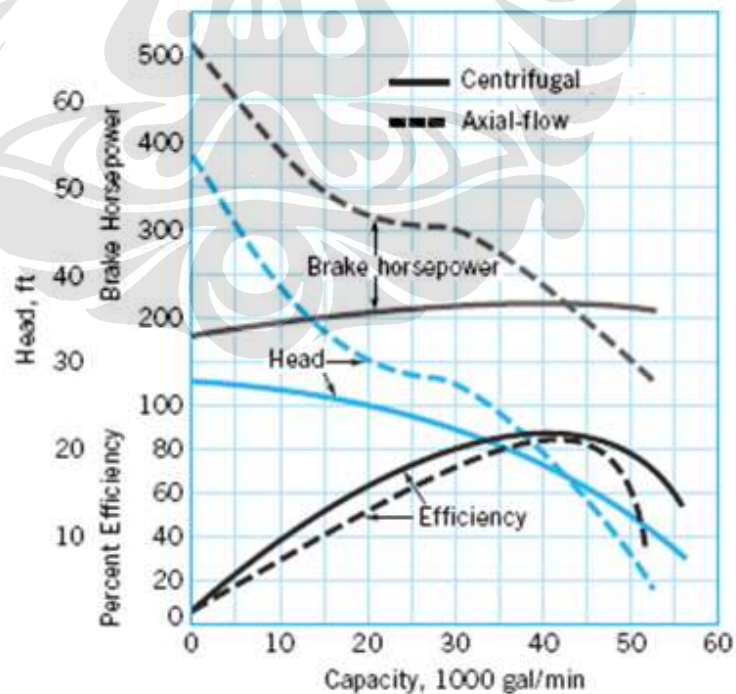
Gambar 2.4 menunjukkan parameter pada ketiga jenis fan yaitu fan centrifugal, *mixedflow* dan *axial flow*. Fan aksial merupakan fan dengan karakteristik kapasitas aliran yang tinggi sedangkan fan centrifugal merupakan fan dengan karakteristik head/tekanan yang lebih tinggi hal ini dapat dilihat dari *specific speed* dari aksial fan tersebut yang lebih tinggi dari *specific speed* fan centrifugal dan mixed flow. Hal ini ditunjukkan oleh gambar 2.5 .



Gambar 2.5. Specific Speed Pada Mesin Turbo (Pompa, Kompresor, dan Fan)

Seperti telah dijelaskan sebelumnya bahwa kecepatan specific merupakan perbandingan antara karakteristik kapasitas aliran dan karakteristik tekanan/head maka persamaannya ialah :

$$\frac{(Q/\omega D^3)^{1/2}}{(gh_a/\omega^2 D^2)^{3/4}} = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gh_a)^{3/4}} = N_s \quad (2.12)$$



Gambar 2.6 Kurva Performa Fan Untuk Fan Centrifugal dan Aksial

Gambar 2.6 menunjukkan kurva karakteristik dari fan centrifugal dan fan aksial, pada grafik tersebut dapat dilihat perbandingan peningkatan tekanan/head vs kapasitas/debit aliran dan grafik efisiensi vs kapasitas/debit aliran. Berikut merupakan pernyataan yang menggambarkan kurva karakteristik dari fan

- Kurva performa fan merupakan kurva yang membandingkan antara nilai tekanan total dan laju aliran volumetrik/debit aliran
- Pada kecepatan angular yang tetap semakin tinggi laju aliran volumetrik maka akan terjadi penurunan peningkatan tekanan pada fan
- Total pressure loss=static pressure loss+dynamic pressure loss

$$\Delta P_{total} = (P_{in,static} - P_{out,static}) + \frac{1}{2} \rho (V_{in}^2 - V_{out}^2) \quad (2.13)$$

Hukum Fan

Pada fan terdapat beberapa parameter tak berdimensi pada fan antara lain :

$$\text{dimensionless flow rate } \Pi_1 = \frac{Q}{D^3 N}$$

Q=volumetric flow rate

D=fan diameter

N=fan rotational speed

$$\text{dimensionless pressure rise } \Pi_2 = \frac{\Delta P}{\rho D^2 N^2}$$

W=fan power

ρ =fluid density

$$\text{dimensionless power } \Pi_3 = \frac{W}{\rho D^5 N^3}$$

ΔP =fan pressure rise

2.2.1 Konsep Tekanan Pada Fan

Secara teoritis, aliran udara yang terjadi diantara dua daerah yang berbeda tergantung pada perbedaan nilai tekanan yang ada pada kedua zona tersebut. Perbedaan tekanan ini merupakan parameter yang memaksa sejumlah besar udara mengalir dari zona yang memiliki tekanan yang lebih tinggi ke zona dengan tekanan yang lebih rendah. Sebuah sistem fan menghasilkan energi dengan cara meningkatkan nilai perbedaan total pressure yang terdapat pada sisi inlet dan output sistemnya.

➤ *Fan static pressure*

Static pressure (P_s) merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk mengetahui performa dari fan. *Static pressure* (P_s) dibutuhkan untuk menggerakkan udara di sistem, dan proporsional terhadap nilai kuadrat dari kapasitas yang

diberikan. *Static pressure* bernilai negatif bila nilainya berada dibawah nilai tekanan atmosfer, dan bernilai positif ketika nilainya lebih dari tekanan atmosfer.

➤ **Fan velocity pressure (Dynamic Pressure)**

Pada saat sistem diberikan kecepatan aliran (V), disamping *static pressure* maka secara bersamaan muncul *velocity pressure* yang mempengaruhi sistem. *Velocity pressure* (P_v) untuk udara standar didefinisikan sebagai :

$$P_v = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.14)$$

Nilai P_v selalu positif dan arahnya selalu berlawanan dengan arah aliran. Pada proses transfer energi ke fluida udara dari impeller menghasilkan kenaikan nilai *static* dan *velocity pressure*.

Persamaan di bawah ini menunjukkan tekanan yang ditimbulkan akibat kecepatan udara yang diberikan di sistem pada sisi outletnya :

$$P_v = \frac{\rho}{2} (Q_o/A_o)^2 \quad (2.15)$$

Dengan :

Q_o = debit aliran udara (m^3/s) pada sisi outlet

A_o = luas area aliran pada sisi outlet (m^2)

ρ_o = massa jenis udara (kg/m^3)

➤ **Fan total pressure**

Total pressure dari sistem adalah penjumlahan kedua nilai *static* dan *velocity pressure* tersebut :

$$P_T = P_s + P_v \quad (2.16)$$

Fan *total pressure* adalah perbedaan nilai tekanan total yang terjadi antara sisi outlet dan sisi inlet fan.

$$P_T = P_{T,o} - P_{T,i} \quad (2.17)$$

Ketika kondisi inlet fan dikondisikan dekat dengan tekanan atmosfer, maka

$$P_{T,i} = 0$$

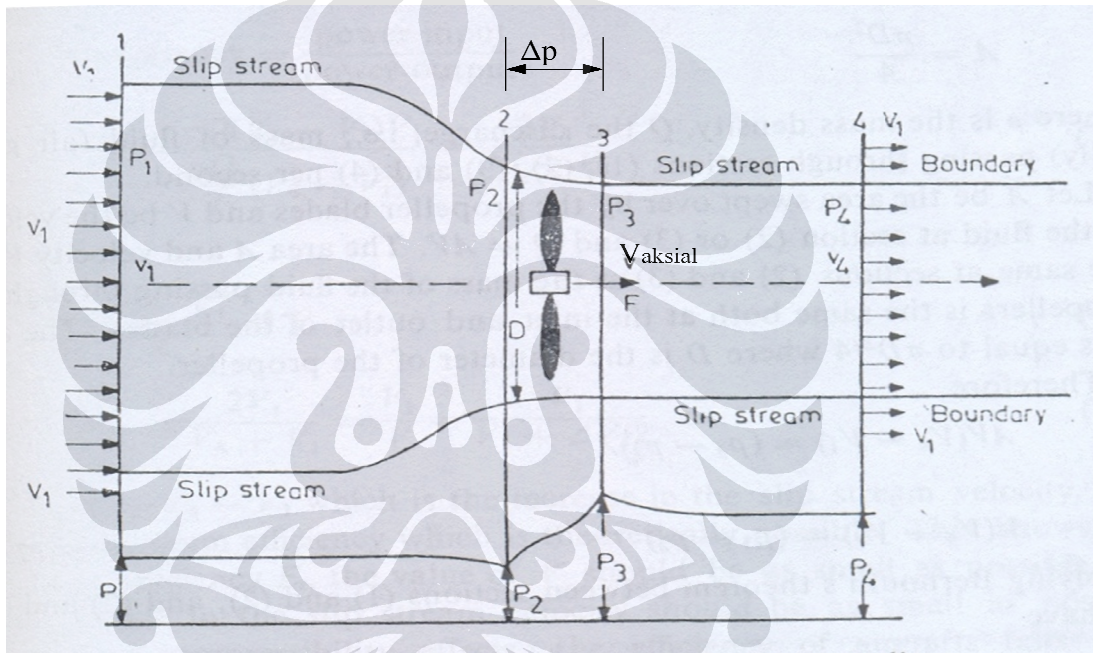
dengan nilai :

$P_{T,o}$ = rata-rata nilai *velocity pressure* pada sisi outlet

2.2.2 Fan Aliran Aksial (*Axial-Flow Fan*)

Pada penggunaannya, *axial fan* seringkali digunakan untuk kondisi operasi sistem yang membutuhkan debit aliran udara yang besar pada tekanan yang relatif rendah dan menunjukkan performa yang optimal dalam pengkondisian pada lingkungan dengan nilai *static pressure* yang besar. Bentuk dari *blade* biasanya dibuat dalam bentuk *airfoil* untuk meningkatkan efisiensi dari fan dan susunan dari *blade* yang menyusun fan biasanya tidak berdekatan satu sama lainnya (konfigurasinya dapat bervariasi).

➤ Peningkatan Tekanan (*Pressure Rise*) pada *Axial Flow Fan*



Gambar 2.7 Kondisi Kenaikan Tekanan pada Fan Aliran Aksial

Gambar 2.7 menggambarkan kondisi kenaikan tekanan yang terjadi pada aksial fan, pada area *upstream* (aliran sebelum memasuki fan) terjadi penurunan tekanan/*pressure drop* dari p_1 ke p_2 kemudian setelah memasuki fan terjadi kenaikan tekanan/*pressure rise* dari p_2 ke p_3 dan setelah melewati fan pada daerah *downstream* kembali terjadi penurunan tekanan/*pressure drop* dari p_3 ke p_4 . Dapat dilihat pada gambar penurunan kecepatan arah aksial dari area *upstream* ke area *downstream* dari fan yaitu dari v_1 ke v_4 .

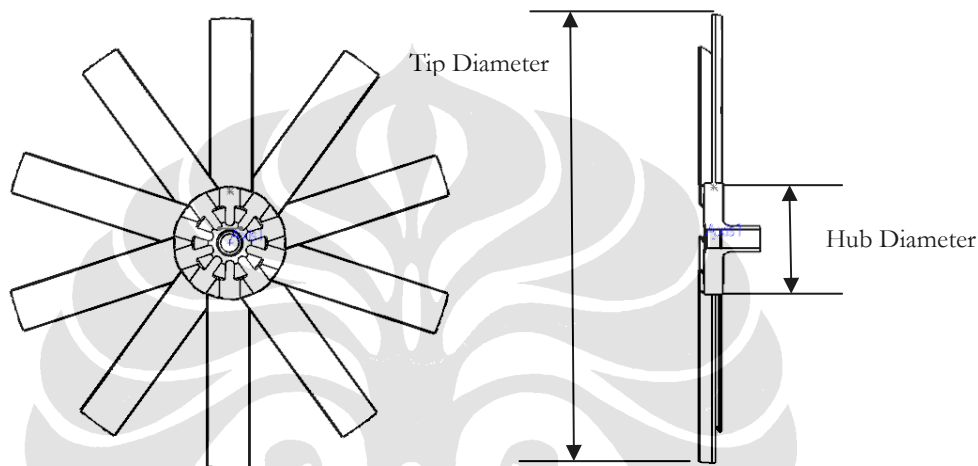
➤ **Desain pada Multiwing Fan**

Hub diameter

Diameter Hub minimum dapat dihitung setelah kecepatan operasional dari sistem fan dipilih. Nilai minimum hub diameter didefinisikan sebagai berikut :

$$d_{hub,min} = 19000/rpm\sqrt{P_s} \quad (2.5)$$

Sehubungan dengan nilai static pressure fan, dari low – medium, maka nilai hub diameter dapat bervariasi dari 30-80 % blade outside diameter.



Gambar 2.8. Diameter hub dan diameter tip fan aksial

Hub ratio didefinisikan sebagai :

$$r = \frac{r_{hub}}{r_{tip}} \quad (2.5)$$

Dengan :

r_h = hub radius

r_t = tip radius

jari-jari efektif rata-rata dari axial fan (r_m), merupakan jari-jari yang membagi aliran kedalam dua bagian yang sama.

$$r_m^2 = \frac{r_{tip}^2 + r_{hub}^2}{2} \quad (2.6)$$

Jumlah blade

Jumlah blade (n_b) yang optimal dalam satu sistem fan dapat dihitung dari ukuran hub dan tipnya. Persamaan tersebut didefinisikan :

$$n_b = \frac{6r}{1-r} \quad (2.7)$$

Solidity of blades

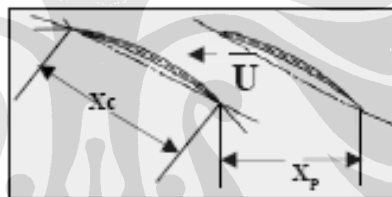
Merupakan parameter yang menunjukkan rasio antara chord length dengan *blade spacing*, yaitu X_c/X_p (biasa disebut dengan *pitch-chord ratio*). Nilai ini secara langsung mendeskripsikan nilai debit yang dihasilkan per putaran blade.

$$X_p = \frac{2\pi R}{n_b} = \frac{\pi R(1-r)}{3r} \quad (2.8)$$

Dengan :

X_p = *blade spacing* atau *pitch*, dimana nilainya didapat dari nilai keliling fan ($2\pi R$) dibagi dengan jumlah blade yang digunakan (n_b).

X_c = chord length of blade, yaitu jarak antara ujung-ujung edge di fan dalam radius yang sama.

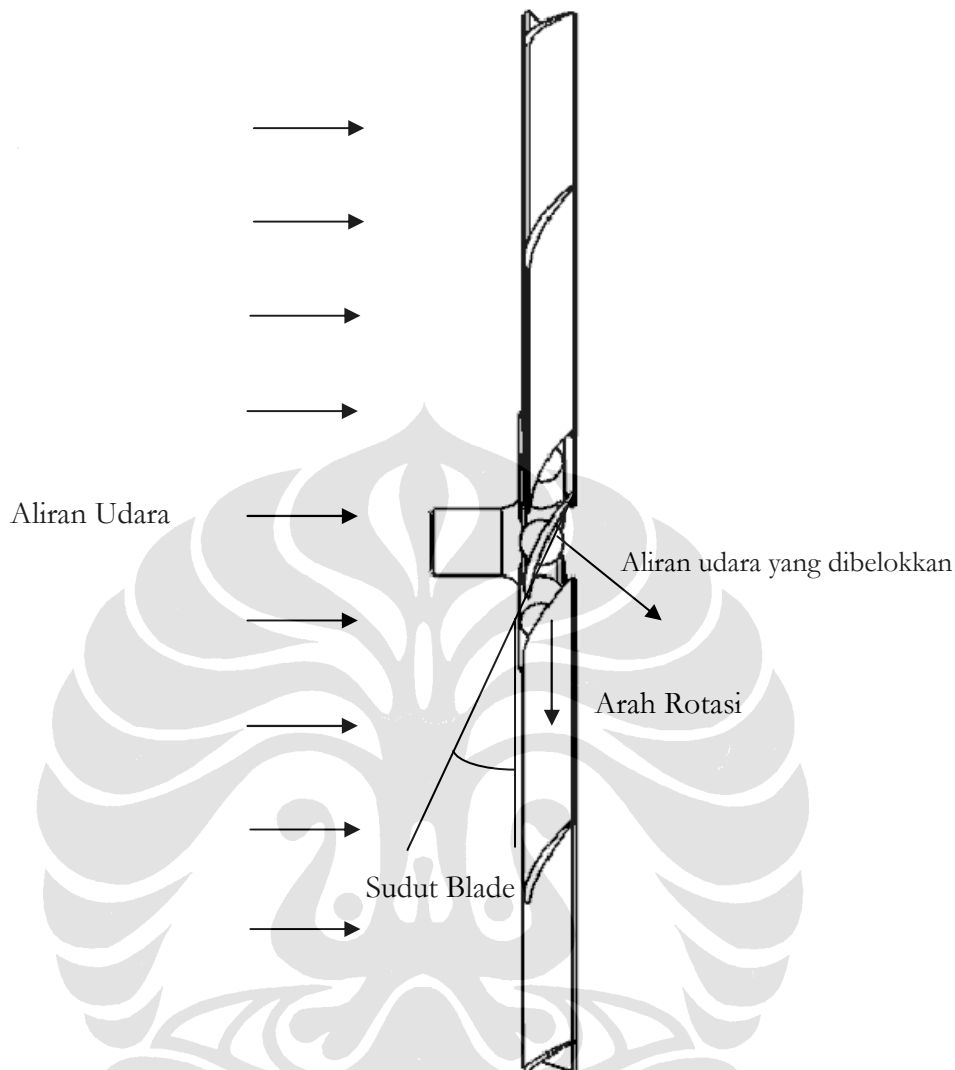


Gambar 2.9. Jarak blade dan panjang chord dari fan

Nilai konfigurasi *pitch-chord ratio* memiliki nilai optimal dan efisien pada nilai 4:1 atau lebih besar dari nilai tersebut.

Blade angle dan distribusi kecepatan

Aliran udara yang melewati axial fan merupakan aliran yang sejajar dengan sumbu puter fan. Pada sisi inlet, aliran mengalir sejajar sumbu putaran, kemudian dengan mekanisme putaran yang diberikan dari shaft (rotor) ke impeller (sudu), fan blade membelokkan arah aliran udara. Seperti yang terlihat pada skema di bawah ini, yaitu aliran yang melewati fan blade berbentuk helical, dimana kecepatan dari udara terdiri dari dua komponen utama, yaitu komponen aksial dan komponen tangensial kecepataannya. Komponen kecepatan aksial adalah parameter kecepatan yang paling banyak berguna, sedangkan komponen tangensial merupakan komponen parsial yang menunjukkan total energy loss.



Gambar 2.10. Sudut pemasangan blade dan arah aliran fluida (udara) pada fan

Untuk efisiensi yang baik, aliran udara dari sebuah fan aksial terdistribusi secara merata pada area permukaan dari sudu fan, hal ini berarti kecepatan aksial udara harus sama dari hub hingga tip.

Komponen Kecepatan Pada Airfoil Fan

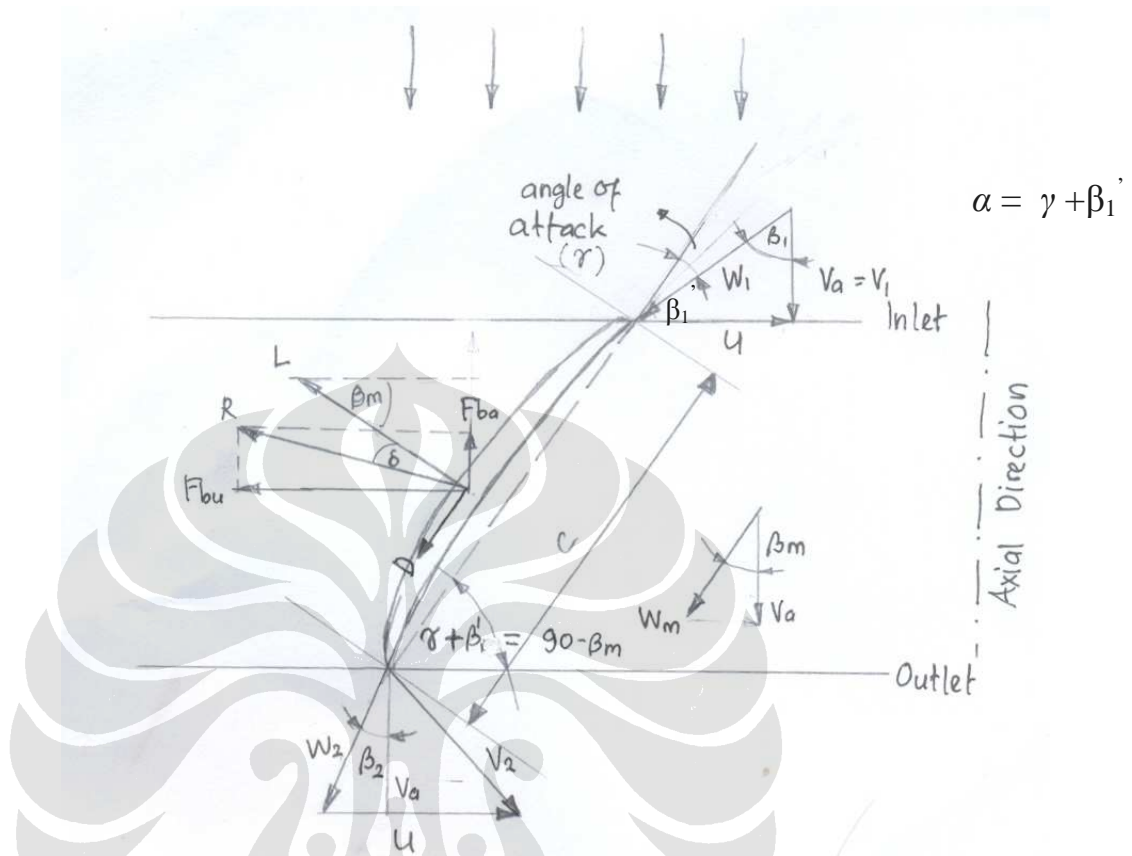
segitiga kecepatan pada sisi masuk fan diperlihatkan pada gambar 5. Kecepatan absolut sisi masuk adalah:

$$W_1 = \frac{V_A}{\cos\beta_1} \tag{2.9}$$

Dengan : W_1 = kecepatan absolut (m/s)

V_A = kecepatan dalam arah aksial

U = kecepatan tangensial $= 2\pi rN/60$



Gambar 2.11. Segitiga kecepatan pada sisi inlet dan outlet fan

Gaya angkat (L) dan gaya geser (D) pada fan ialah :

$$L = \frac{C_L \rho V_1^2 C}{2} \quad (2.10)$$

$$D = \frac{C_D \rho V_1^2 C}{2} \quad (2.11)$$

Dengan C_L = koefisien gaya angkat, dan C_D = Koefisien gaya geser, dan C = panjang chord

Tip clearance

Jarak antara tip dari fan dan permukaan casing yang mengelilinginya merupakan parameter yang penting dalam proses aliran udara yang dihasilkan dari fan. Keuntungan utama dari jarak tip clearance yang kecil adalah meningkatkan jumlah

aliran yang dihasilkan pada kondisi rpm yang diberikan dan juga untuk mengurangi noise akibat turbulensi yang terjadi didekat blade tips. Rekomendasi yang diberikan untuk ukuran dari tip clearance adalah :

$$\text{Tip Clearance} = \frac{\text{Fan Diameter}}{100} \quad (2.12)$$

Penurunan nilai tip clearance sebesar 1% sampai 3% dapat meningkatkan aliran udara sistem sebesar 10 %.

Noise pada fan

Perpindahan aliran udara pada fan menyebabkan blade fan mengalami getaran harmonic dengan frekuensi (f) :

$$f_{blade} = \frac{\text{jumlah blade} \times \text{RPM}}{60} \quad (2.13)$$

Efek perubahan jumlah blade pada aliran fan

Ketika jumlah blade dari suatu sudu fan ditambah maka debit aliran udara fan ikut bertambah, persentase perubahan aliran terhadap perubahan jumlah blade pada fan, ditunjukkan oleh persamaan :

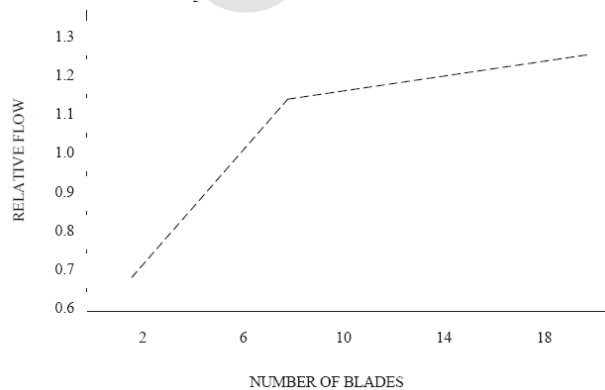
- i) untuk jumlah blade 2 sampai 8

$$\text{Flow Change} = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + 6,5} \right) 100\%$$

- ii) untuk jumlah blade 9 sampai 30

$$\text{Flow Change} = \left(\frac{n_2 - n_1}{n_2 + 222} \right) 100\%$$

Dengan : n_1 = jumlah blade awal , n_2 = jumlah blade baru



Gambar 2.12. Efek perubahan jumlah blade pada aliran udara

Efek perubahan sudut pemasangan blade

Aliran udara (debit) akan meningkat secara kontinu dengan peningkatan sudut pemasangan blade dari 20° sampai 60° .

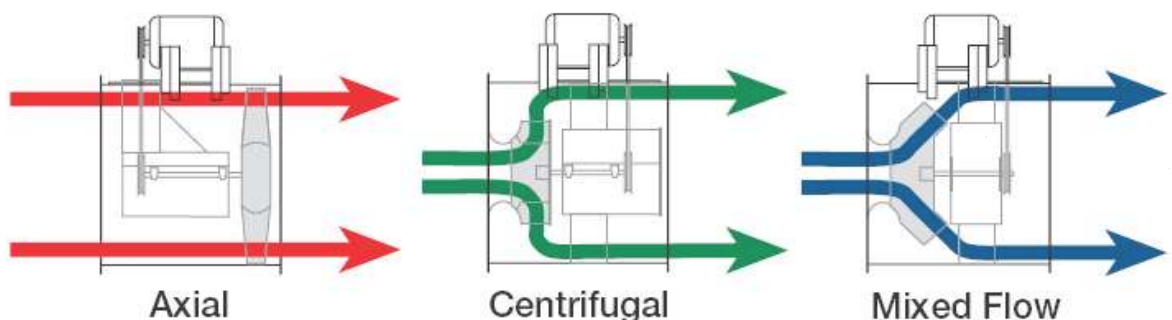


Gambar 2.13 pengaruh perubahan sudut blade terhadap perubahan aliran udara

Pada gambar 2.13, aliran udara meningkat secara cepat terhadap sudut blade sampai mencapai sudut 40° setelah itu meningkat secara lambat.

2.2.3 Fan Aliran Campuran (*Mixed-Flow Fan*)

Mixed-Flow Fan merupakan kombinasi karakteristik dari *Axial Fans* dan *Centrifugal Fans* pada fan aliran *mixed-flow* aliran udara yang keluar melalui sisi outlet bergerak pada arah miring. Hal ini berbeda dengan *Axial Fan* dan *Centrifugal Fan*, dimana pada *axial fan* arah aliran outlet bergerak searah sumbu rotor sedangkan pada *centrifugal fan* arah aliran udara keluar pada arah tegak lurus dengan sumbu putar. Hal ini dapat dilihat pada gambar berikut ini perbedaan arah aliran pada *axial fan*, *centrifugal fan* dan *mixed-flow fan*



Gambar 2.14 arah aliran mixed-flow fan dibandingkan jenis fan lainnya

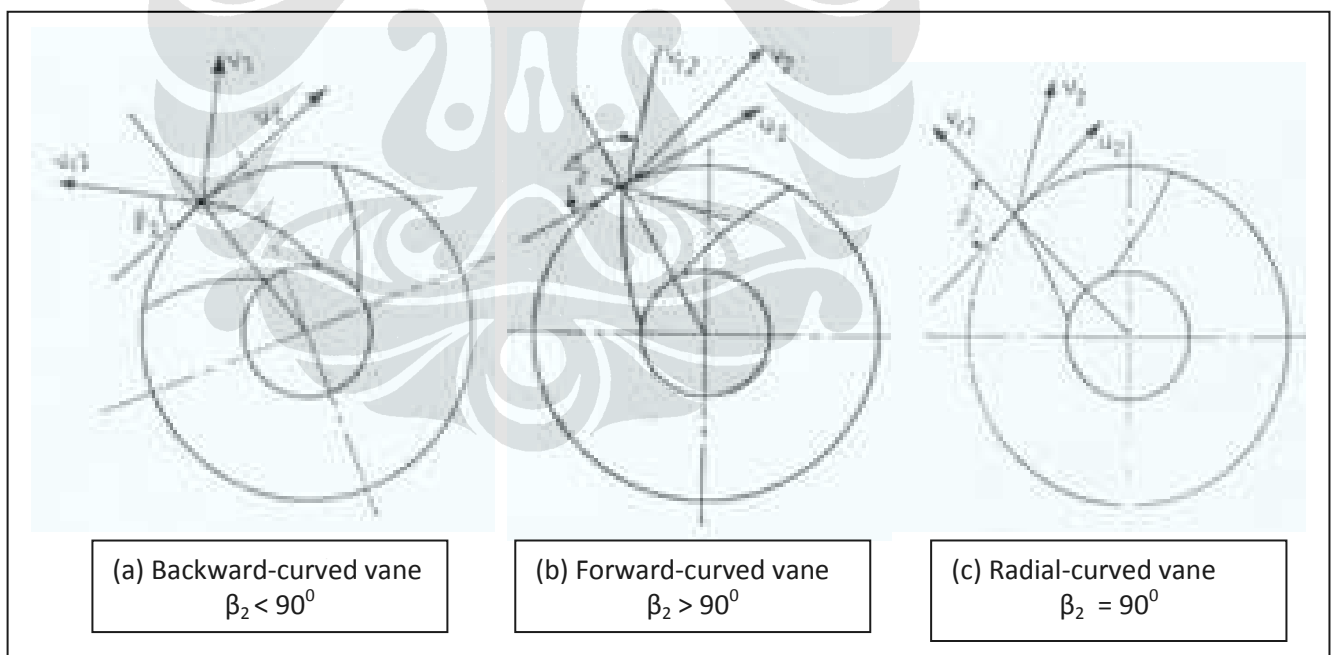
Seperti telah disinggung sebelumnya fan aliran mixed-flow mengkombinasikan karakteristik dari jenis fan lainnya, yaitu **mampu menghasilkan tekanan yang tinggi dengan debit aliran udara yang sedang**



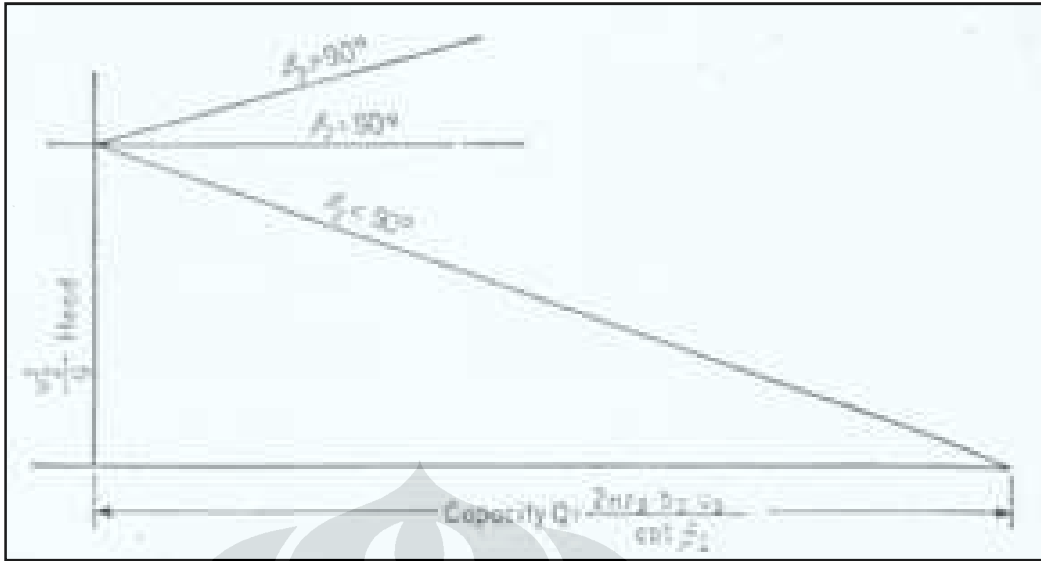
Gambar 2.15 Mixed-Flow Fan dengan ducting dan motor listrik

Desain Mixed-Flow Fan

Profil Sudu pada Mixed-flow fan

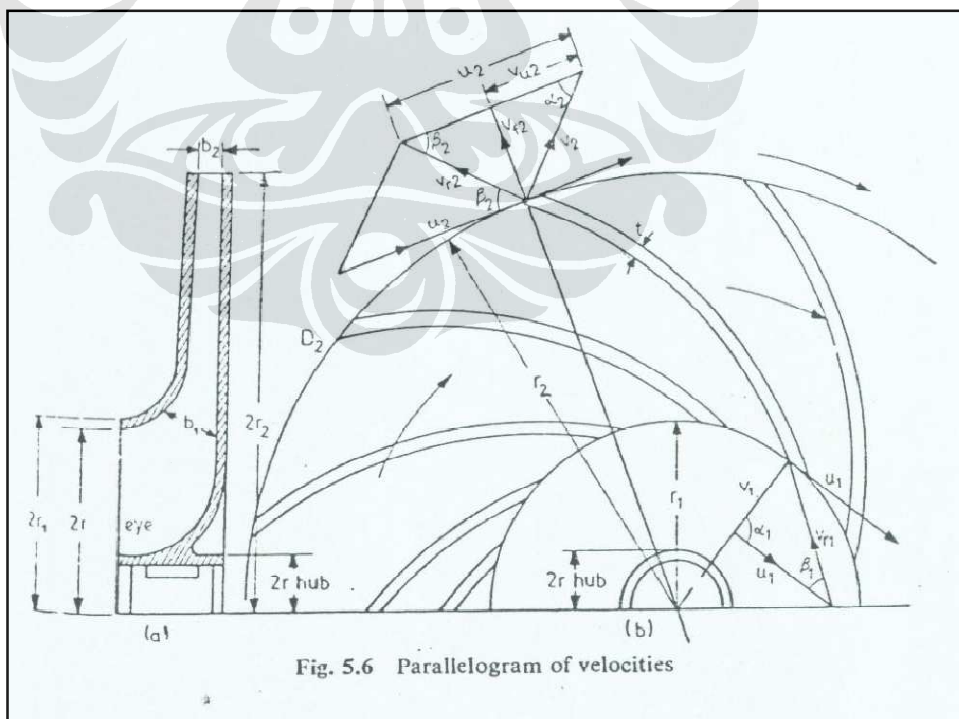


Gambar 2.16 Jenis Mixed Flow Fan Berdasarkan Karakteristik Sudu



Gambar 2.17 Grafik Head/kenaikan Tekanan $H(\Delta P)$ vs Debit Aliran (Q) pada karakteristik sudu yang berbeda

Pada gambar 2.17 terlihat trendline dari kurva H - Q pada mixed flow fan untuk tipe backward-curved vane kenaikan kapasitas/debit aliran diringi dengan penurunan head tekanan, berbeda dengan forward-curved vane dimana kenaikan kapasitas/debit aliran diiringi dengan kenaikan head tekanan pula.



Gambar 2.18 komponen kecepatan pada mixed flow fan dengan tipe sudu backward-curved

2.2 PRINSIP DASAR COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

2.3.1 Persamaan Atur CFD

Hukum dasar dari mekanika fluida yang menjadi persamaan atur pada suatu fluida, persamaan kekekalan massa,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.14)$$

Dan persamaan kekekalan massa :

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2.15)$$

Persamaan ini merupakan persamaan non-linear diferensial parsial dan merupakan persamaan atur pada banyak aplikasi di bidang *engineering* terutama mekanika fluida. Akan sangat sulit untuk menyelesaikan persamaan ini secara analitis bahkan hamper tidak mungkin. Meskipun begitu, dimungkinkan untuk menghasilkan solusi dari persamaan ini yaitu dengan menggunakan pendekatan berbasis computer yang disebut *Computational Fluid Dynamics (CFD)*.

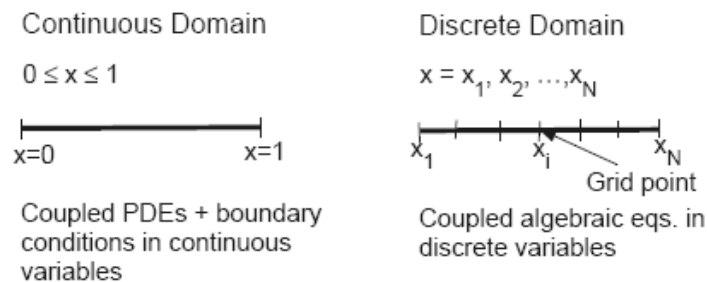
2.3.2 Strategi penyelesaian dalam CFD

Strategi pemecahan permasalahan terkait persamaan atur diatas ialah dengan proses diskritisasi yaitu merubah *continous domain* menjadi *discrete domain* dengan menggunakan grid. Pada *continous domain*, setiap variabel aliran didefinisikan pada tiap titik pada domain. Misalnya, tekanan p pada daerah 1 dimensional kontinu didefinisikan sebagai:

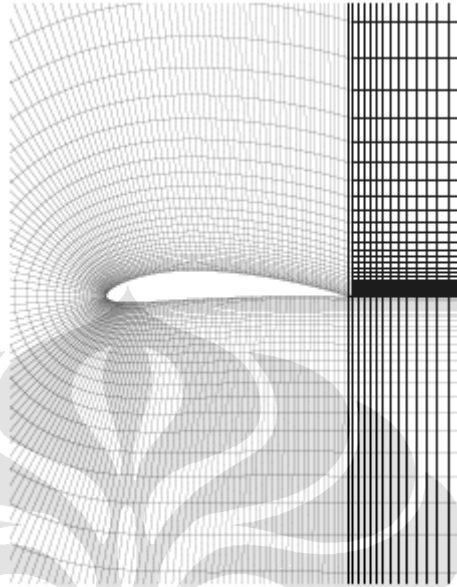
$$p = p(x), 0 < x < 1$$

pada discrete domain, tiap variabel didefinisikan hanya pada titik grid. Misalnya pada daerah diskret dibawah ini, tekanan didefinisikan hanya pada N titik grid:

$$p_i = p_i(x), i = 1, 2, \dots, N$$



pada solusi CFD, nilai variabel aliran ditentukan hanya pada titik grid. Nilai pada titik lainnya ditentukan dengan interpolasi nilai pada titik grid. Berikut grid yang digunakan dalam penyelesaian solusi aliran yang melewati airfoil.



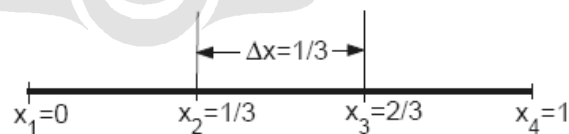
Gambar 2.19. Pembentukan grid pada aliran yang melewati sebuah airfoil

2.3.3 Diskritisasi menggunakan *Finite-Difference Method*

Persamaan sederhana untuk 1-dimensional:

$$\frac{du}{dx} + u^m = 0; \quad 0 \leq x \leq 1; \quad u(0) = 1 \quad (2.16)$$

Dengan menggunakan diskritisasi menggunakan Metode differensial-hingga, maka:



Sehingga persamaan diskritnya menjadi:

$$\frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta x} + u_i = 0$$

2.3.4 Diskritisasi Menggunakan *Finite-Volume Method*

Pada metode volume-hingga (*Finite-Volume Method*) kotak-kotak grid disebut cell dan titik pada grid disebut node. Jenis dari cell berbeda-beda yaitu *quadrilateral*,

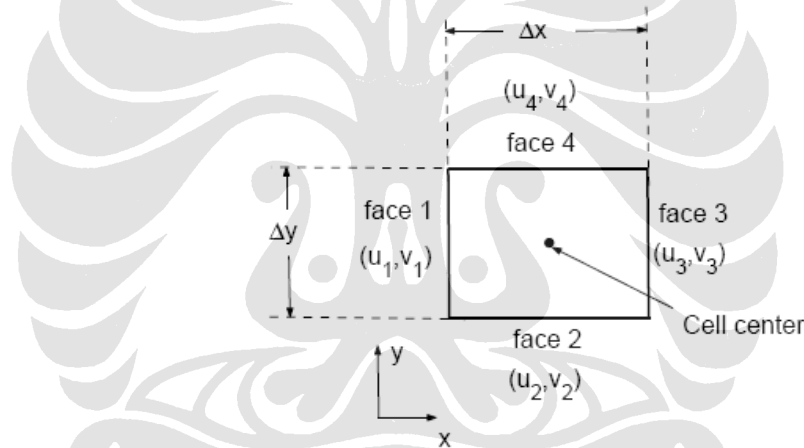
triangular (untuk 2D analisis), *Hexahedral*, *tetrahedral*, prisma (untuk analisis 3D). Pada pendekatan volume-hingga, bentuk integral dari persamaan kekekalan pada volume atur digunakan untuk membentuk persamaan diskrit pada cell/grid. Bentuk integral dari persamaan kontinuitas untuk keadaan *steady* dan *incompressible flow* ialah :

$$\int_S \vec{V} \cdot \hat{n} dS = 0 \quad (2.17)$$

Pada persamaan (2.17) dapat didefinisikan laju netto massa aliran yang melalui volume atur ialah sama dengan nol.

S merupakan permukaan volume atur dan \hat{n} merupakan bidang normal dari permukaan S.

Diskritisasi pada *rectangular cell*



Gambar 2.20 Diskritisasi dengan metode volume-hingga

Kecepatan pada sisi i ialah $\vec{V}_i = u_i \hat{i} + v_i \hat{j}$ dengan menggunakan persamaan kekekalan massa (2.17) ke persamaan volume atur pada cell, sehingga:

$$-u_1 \Delta y - v_2 \Delta x + u_3 \Delta y + v_4 \Delta x = 0$$

Persamaan diatas merupakan solusi diskrit dari persamaan kontinuitas pada cell.

2.3.5 Kondisi Batas (*Boundary Conditions*)

Boundary conditions adalah kondisi dari batasan sebuah kontrol volume tersebut. Dalam analisa menggunakan CFD seluruh titik dalam kontrol volume tersebut di cari nilainya secara detail, seperti yang telah di jelaskan sebelumnya, dengan memanfaatkan nilai-nilai yang telah diketahui pada *boundary conditions*.

Secara umum *boundary conditions* terdiri dari dua macam, inlet dan outlet. Inlet biasanya didefinisikan sebagai tempat dimana fluida memasuki domain (*control volume*) yang ditentukan. Berbagai macam kondisi didefinisikan pada inlet ini mulai dari kecepatan, komposisi, temperatur, tekanan, laju aliran. Sedangkan pada outlet biasanya didefinisikan sebagai kondisi dimana fluida tersebut keluar dari domain atau dalam suatu aplikasi CFD merupakan nilai yang didapat dari semua variabel yang didefinisikan dan diextrapolasi dari titik atau sel sebelumnya.

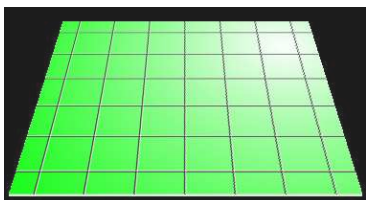
2.3.6 Karakteristik Grid

Dalam mensimulasikan suatu aliran fluida, jenis grid yang digunakan menjadi salah satu faktor yang perlu diperhatikan. Kompleksitas domain aliran fluida, *numerical diffusion* (kesalahan diskritisasi yang dapat timbul apabila grid tidak sejajar dengan arah aliran) adalah faktor-faktor yang menjadi pertimbangan dalam penentuan jenis grid yang digunakan. Faktor yang mempengaruhi pemilihan sistem grid antara lain : bentuk cell, bentuk geometri, struktur mesh dan pembentuk grid.

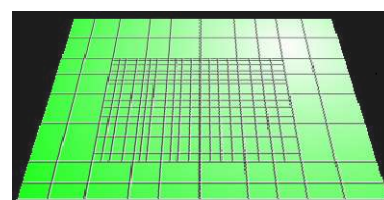
Secara umum grid dapat diklasifikasikan dari bentuk satuan terkecil penyusun grid (sub-domain) diseluruh domain aliran. Bentuk-bentuk sub-domain tersebut adalah :

Bentuk dari sel-sel grid :

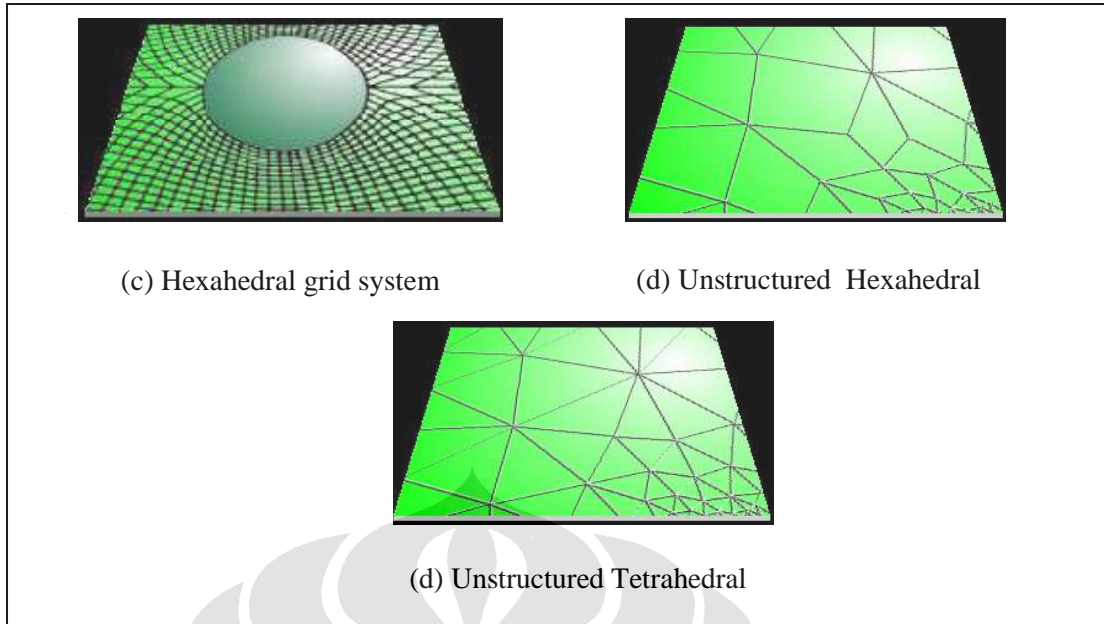
- **Cartesian**- baik bentuk grid terstruktur (*structured*) maupun tidak terstruktur (*partially unstructured*) sel berbentuk *rectangular*/segi empat dengan sistem koordinat Cartesian x,y,z
- **Hexahedral** – bentuk sel mengikuti bentuk geometri
- **Tetrahedral** – bentuk cell menyerupai bentuk piramida triangular



(a) Cartesian structured grid



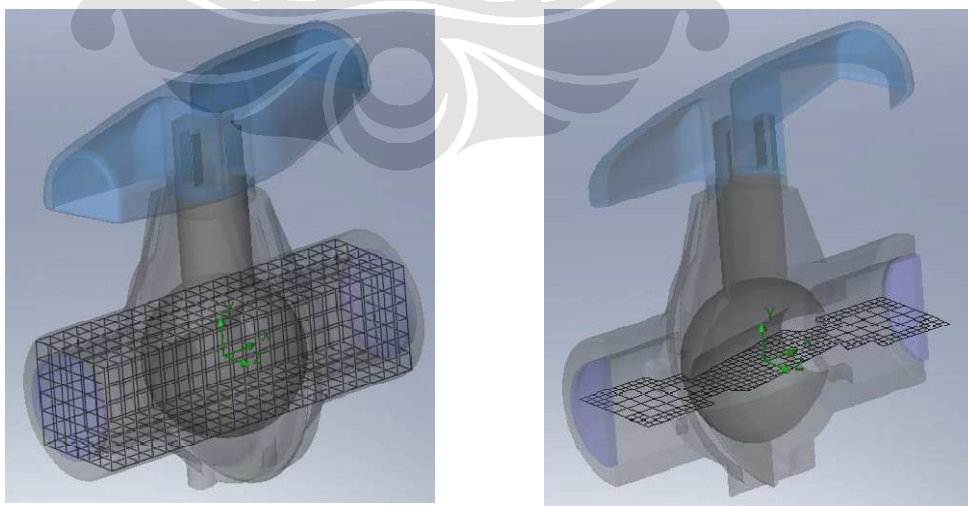
(b) Cartesian unstructured grid



Gambar 2. 21 Bentuk sel-sel grid

Teknologi *EFD's Rectangular Adaptive Meshing*²

Pada software yang digunakan dalam simulasi ini yaitu EFD.Lab 8 sistem grid yang digunakan ialah *Rectangular adaptive mesh* yang merupakan bentuk grid dengan sistem koordiant Cartesian. Bentuk grid ini digunakan dengan alasan bahwa bentuk grid seperti ini merepresentasikan persamaan atur fluida dimana koordinat Cartesian digunakan dalam penurunan persamaan atur fluida. *Basic mesh* dan *initial mesh rectangular adaptive meshing technology* yang diterapkan oleh EFD.Lab 8 dapat ditunjukkan oleh gambar 2.22.

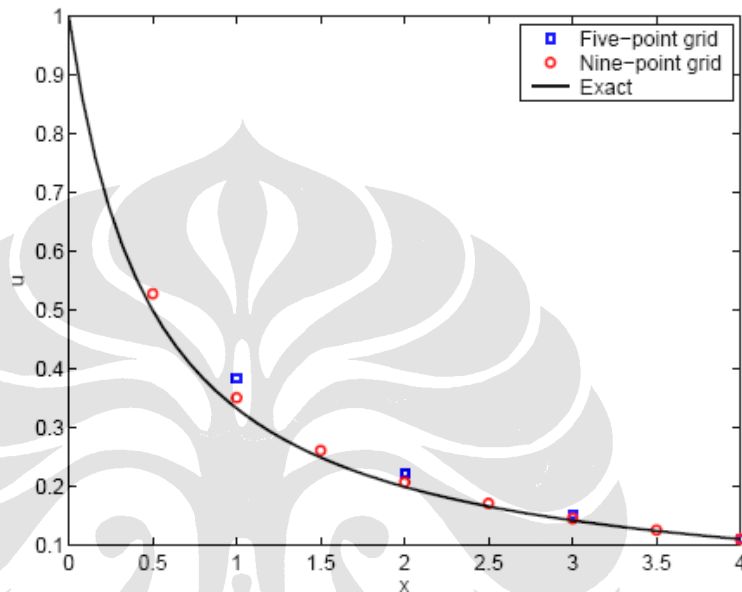


Gambar 2.22 Teknologi Mesh EFD.Lab 8 : *EFD's Rectangular Adaptive Meshing*

² Flomerics' EFD Meshing Technology : A White Paper

2.3.7 Pengaruh Jumlah Grid Terhadap Tingkat Keakuratan Hasil Simulasi

Jumlah grid sangat mempengaruhi hasil dari solusi dari diskritisasi, semakin banyak jumlah grid yang digunakan maka persamaan diskrit untuk penyelesaian menjadi semakin banyak pula, sehingga didapat solusi diskrit yang mendekati solusi eksaknya. Namun hal ini berakibat pada peningkatan *CPU time* (waktu yang dibutuhkan CPU untuk menyelesaikan persamaan) menjadi lebih intensif dan lama



Gambar 2.23 Pengaruh Jumlah Grid Terhadap Hasil Simulasi

2.3.8 Tahapan-Tahapan Proses CFD

Secara umum langkah kerja CFD terdiri dari tahapan-tahapan berikut ini :

a. PreProcessor

Pada tahapan ini proses-proses yang dilakukan diantaranya adalah seperti :

- Pendefinisian geometri model untuk menjadi domain komputasi
- Pembuatan grid, pada proses ini domain dibagi-bagi menjadi sub-domain yang lebih kecil.
- Pendefinisian sifat-sifat fluida.
- Spesifikasi kondisi yang sesuai pada sell (volume/elemen kontrol) yang bersentuhan dengan batas domain
- Pemilihan fenomena fisik dan kimia yang diperlukan untuk permodelan

b. Solver

Pada tahapan ini dilakukan proses komputasi numerik dengan menggunakan salah satu dari 3 metode numerik:

- Pendekatan variable yang diketahui menjadi fungsi yang lebih sederhana
- Diskritisasi dengan substitusi pendekatan kedalam persamaan yang mengatur aliran
- Solusi dan persamaan aljabar

Persamaan-persamaan yang akan dihitung dalam penyelesaian numerik adalah :

- Persamaan konversi massa atau kontinuitas

$$\left| \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \right| \quad (2.18)$$

Persamaan kontinuitas massa umum yang berlaku untuk aliran kompresibel maupun inkompresibel yang merupakan fungsi dari komponen kecepatan u dan v searah sumbu x dan y .

- Persamaan konservasi momentum

Untuk arah sumbu- x :

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.19)$$

Untuk arah sumbu- y :

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.20)$$

Dimana p adalah tekanan statik, ρ adalah densitas, μ adalah viskositas dinamik. u merupakan arah kecepatan yang searah dengan sumbu- x , dan v adalah kecepatan searah sumbu- y

- Persamaan konversi energi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\mu}{\rho C_p} \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \quad (2.21)$$

Dimana T adalah temperature, k adalah konduktivitas termal, ρ adalah densitas, C_p adalah kalor jenis, μ adalah viskositas dinamik, u dan v adalah kecepatan searah sumbu- x dan y .

c. *Post Processor*

Pada tahapan ini hasil-hasil komputasi numerik divisualisasikan dan didokumentasikan untuk melakukan analisa dan lain sebagainya.