

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

1.1 PENELITIAN SEBELUMNYA

Andres Felipe Rey Ladino (2004), melakukan penelitian tentang Turbin tesla dengan mensimulasikan pola aliran dengan CFD yang ditulis untuk program Diploma Thesis pada *Institute of Thermal Powerplants Vienna University of Technology*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa turbin tanpa friksi ini memiliki efisiensi yang rendah baik pada kasus aliran laminar maupun turbulen. Pada pemodelan 2D, menunjukkan efisiensi dari rotor tidak sebesar nilai yang disebutkan di literatur dan pada pemodelan 3D *losses* yang dipengaruhi oleh *nozzle* tidak signifikan. Penelitian juga menunjukkan bahwa semakin tinggi level turbulensi maka transfer energinya juga semakin tinggi dan nilai torsi maupun efisiensinya meningkat dengan konsekuensi terjadi *losses*. Sudut *nozzle* berpengaruh pada performa turbin secara keseluruhan, semakin rendah sudut *nozzle* maka derajat reaksinya akan rendah dan torsi meningkat.

H.S. Couto, J.B.F. Duarte dan D. Bastos Netto (2006), *Department of Mechanical Engineering, University of Fortaleza Brazil*, melakukan review prinsip-prinsip fisika pada turbin tesla. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengestimasi jumlah disk yang diperlukan, *boundary layer effect thickness* dan melakukan investigasi terhadap perilaku disk di dalam kapsul dengan melihat relasi jarak antara permukaan disk dengan dinding kapsul. Jika *gap* lebih kecil dari ketebalan *boundary layer*, maka perubahan kecepatan tangensial adalah linear.

Tamir Ali Emran (2011), pada program *Thesis*

Prepared for The Degree of Master Science University of North Texas, melakukan eksperimen dan *modeling* Turbin Tesla yang terbuat dari *stainless steel*, terdiri dari 4 disk dengan *outer radius* 37,6 mm, *inner radius* 34 mm dan jarak antar permukaan disk 5 mm. Turbin memiliki 4 *inlet port* dan 4 *outlet port* dan radius *shaft* adalah 4 mm.

Hasil eksperimen menunjukkan bahwa Turbin masih mampu menerima tekanan udara sebesar 90 Psi tetapi dengan kondisi yang tidak stabil, maka disarankan membatasi tekanan udara tidak lebih dari 85 Psi. *Shaft* mengalami ketidakseimbangan pada tekanan 35 Psi dan 65 Psi. Pada tekanan 65 Psi juga terjadi perubahan aliran dari laminar ke turbulen. Tujuan dari penelitian ini adalah membuat model maksimum torsi yang dapat diaplikasikan pada Turbin Tesla, merancang *dynamometer* berdasarkan hasil penelitian dan membuat desain baru berdasarkan model teoritis. Kesimpulan dari penelitian ini adalah variasi tekanan udara berpengaruh terhadap aliran dan Torsi dari Turbin Tesla.



Gambar 2.1. Turbin Tesla, Pengukuran Kecepatan

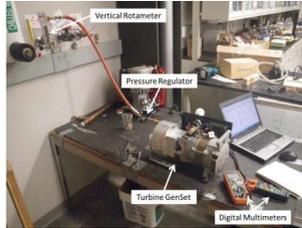
Sumber: Tamir Ali Emran, 2011. "*Tesla Turbine Torque Modeling For Construction of A Dynamometer and Turbine*".

Aaron Peshlakai (2012), *Arizona State University* pada tesisnya untuk meraih gelar *Master of Science* melakukan eksperimen dengan turbin berkonfigurasi 12 disk dengan diameter 15 cm, spasi antar disk 1,3 mm dan pada masing-masing disk memiliki lubang *exhaust* dengan diameter 22 mm. Hasil penelitiannya mengindikasikan bahwa efisiensi pada *nozzle* mempengaruhi efisiensi turbin secara keseluruhan. Dua desain *nozzle* yang berbeda diuji untuk menginvestigasi sensitifitas performa turbin pada perubahan dimensi dan desain *nozzle*. *Nozzle 1* berdiameter 4,25 mm dengan 6 lubang keluaran yang berdiameter 1 mm, *Nozzle 2* memiliki diameter 5,03 mm dengan 4 lubang keluaran yang berdiameter 1,65 mm.



Gambar 2.2. Desain *Nozzle 1* dan 2
 Sumber: Aaron Peshlakai, 2012. “*Challenging the Versatility of the Tesla Turbine: Working Fluid Variations and Turbine Performance*”.

Turbin terkoneksi dengan generator melalui *shaft* menggunakan fleksibel *coupling*, dengan spesifikasi generator adalah *output* 1200 Watt pada 120 V dan 10 A yang dimonitor dengan *digital multimeter*.



Gambar 2.3. Eksperimen Setup Turbin Tesla
 Sumber: Aaron Peshlakai, 2012. “*Challenging the Versatility of the Tesla Turbine: Working Fluid Variations and Turbine Performance*”.

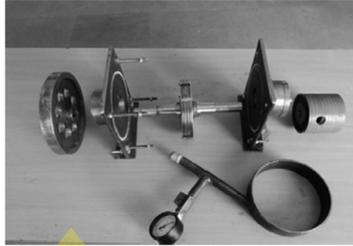
Kesimpulan dari penelitiannya ini adalah Efisiensi Rotor yang tinggi merupakan *indicator* dari potensi turbin yang masih bisa dikembangkan, tentunya dengan mengurangi setiap inefisiensi lain disekitar rotor. Efisiensi turbin secara keseluruhan sebanding dengan efisiensi yang dilaporkan dalam literatur, puncaknya pada $31,17 \pm 3,61\%$ untuk *nozzle* 1 dan $30,53 \pm 3,45\%$ untuk *nozzle* 2. Jika efisiensi ini dapat didorong lebih tinggi karena kerugian dikurangi, terutama jika dicapai dengan menggunakan uap berkualitas rendah atau udara panas sarat-partikel berpori, maka turbin tesla dapat di aplikasikan secara lebih nyata.

Vincent Domanic Romanin (2012), *Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley* pada disertasi doktoralnya menulis tentang teori dan performa Turbin Tesla. Penelitiannya telah menunjukkan bahwa penggunaan skema analisis perturbasi integral memungkinkan untuk mengkonstruksi deretan solusi ekspansi terhadap persamaan yang mengatur perputaran aliran pada *microchannel* yang terjadi di ruang antar disk. Hasil eksperimen pada disk berdiameter 10 mm dengan medium air menghasilkan efisiensi rata-rata 52 %,

sedangkan pada disk berdiameter 73 mm dengan medium udara menghasilkan efisiensi rata-rata 29 %. Terdapat perbedaan hasil antara eksperimen dibandingkan dengan simulasi menggunakan solusi integral perturbasi, dimana ketepatan prediksi kecepatan tangensial pada *inlet nozzle* telah diidentifikasi sebagai faktor penyebab utama terjadinya perbedaan tersebut. Kesimpulan dari hasil penelitian ini menunjukkan bahwa perubahan desain dapat secara signifikan meningkatkan kinerja efisiensi energi Turbin Tesla. Tren yang menunjukkan indikasi tersebut didukung oleh berbagai data eksperimental yang tersedia.

Borate H.P dan Misal N.D (2012), dari *Department of Mechanical Engineering, SVERIS College of Engineering, Pandharpur, Solapur, India* melakukan penelitian tentang Turbin Tesla yang secara spesifik membahas eksperimen tentang pengaruh kekasaran permukaan dan jarak antar cakram terhadap performa turbin seperti dikutip dari *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME) ISSN: 2231 –5950, Volume-2, Issue-1, 2012.*

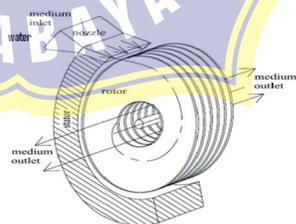
Secara umum turbin di desain fleksible yang memungkinkan variable dapat diubah sesuai dengan data yang dibutuhkan pada penelitian seperti gambar berikut:



Gambar 2.4. Test Rig Turbin

Sumber: *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME)*
 ISSN: 2231 –5950, Volume-2, Issue-1.

Diameter cakram yang digunakan adalah 152 mm dengan jarak antar cakram 2 mm. Turbin memiliki 2 saluran *outlet* dan pada *nozzle* sendiri di desain sedemikian rupa dengan tujuan untuk meningkatkan energi kinetik dari aliran fluida. Hasil dan kesimpulan pada penelitian tersebut menyatakan bahwa jumlah cakram, jarak antar cakram dan tingkat kekasaran permukaan cakram mempengaruhi kinerja turbin secara signifikan pada medium air. Jumlah cakram berbanding lurus dengan kecepatan rotor dan efisiensi turbin meningkat sekitar 5 % – 6 % pada permukaan cakram yang berpola spiral.



Gambar 2.5. Desain Nozzle

Sumber: *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME)*
 ISSN: 2231 –5950, Volume-2, Issue-1.

Raunak Jung Pandey, Sanam Pudasaini, Saurav Dhaka, Rangeet Ballav Uprety, Dr. Hari Prasad Neopane (2014), dari *Department of Mechanical Engineering, Kathmandu University, Nepal* mengadakan percobaan Desain dan Analisis 1 KW Turbin Tesla dengan spesifikasi Turbin radius luar 127 mm, radius dalam 35 mm, spasi antar disk 2,54 mm dengan jumlah disk sebanyak 9. Hasil menunjukkan pada sudut 10 derajat, turbin menghasilkan Daya sebesar 777,16 Watt dengan putaran 800 RPM dan memiliki efisiensi 77,7 %. Penelitian diterbitkan pada *International Journal of Scientific and Research Publications, Volume 4, Issue 11, November 2014, ISSN 2250-3153*.

Harikishan Gupta E., Shyam P. Kodal (2013), dari *Aerospace and Energy Research Centre Department of Mechanical Engineering, K. L. University, Vaddeswaram, India* pada *International Journal of Advanced Transport Phenomena Vol. 02, No. 01, Jan-Dec 2013* menyebutkan bahwa Tesla *Turbomachinery* sebagai turbin, pompa dan kompresor sangat sesuai untuk diaplikasikan pada kasus-kasus yang berkaitan dengan generator, transfer atau pemindahan material di lokasi terisolasi/terpencil. Perlu diperhatikan bahwa, dengan tipe turbin seperti ini mesin Tesla dapat dioperasikan pada spektrum yang sangat luas tidak hanya diaplikasikan pada bahan bakar saja tetapi secara umum juga untuk jenis fluida lain. Turbin Tesla secara teori belum dinyatakan kompetitif apabila dibandingkan dengan turbin konvensional secara efisiensi dan performa, namun secara umum telah ditemukan bahwa efisiensi rotor bisa sangat tinggi, setidaknya sama dengan yang dicapai oleh rotor turbin konvensional. Muncul prediksi bahwa di masa depan, turbin tesla akan mendapatkan

tempat dimana *turbomachinery* konvensional tidak memadai seperti aplikasi untuk *small shaft power*, atau penggunaan cairan yang sangat kental atau cairan *non-Newtonian*. Turbin dengan multi disk ini juga dapat beroperasi dengan 2 fase aliran abrasif campuran tetapi dengan lebih sedikit erosi yang terjadi pada material rotor.

Lakshman R, Ajith Francis (2014), dari *Department of Mechanical Engineering, GEC Thrissur* melakukan percobaan untuk mengetahui *output power*, *inlet pressure* yang dibutuhkan, efisiensi aliran dan reaksi pada 3 model Desain Turbin Tesla. Model dengan 4 *Nozzle* menghasilkan *power* dan efisiensi yang lebih besar daripada model dengan 1 *Nozzle*. Perubahan putaran dari 9000 Rpm ke 18000 Rpm secara signifikan memberikan pengaruh terhadap *power* dan efisiensinya. Pada putaran 18000 Rpm, *nominal pressure drop* 14,8-1,9 Bar pada *flowrate* 0,13 kg/s dan *output power* dari 11 Disk Turbin Tesla untuk Tipe 1 *Nozzle* adalah 1020 W, meningkat menjadi 1100 W untuk tipe dengan 2 *Nozzle* dan 1180 untuk tipe 4 *Nozzle* dengan efisiensi 25,5 % untuk Tipe 1 *Nozzle*, 27 % untuk Tipe 2 *Nozzle* dan 28 % untuk Tipe 4 *Nozzle*. Sebagai perbandingan untuk putaran 9000 Rpm, *nominal pressure drop* 14,8-1,9 Bar pada *flowrate* 0,13 kg/s dengan jumlah disk yang sama menghasilkan daya 700 W untuk Tipe 1 *Nozzle*, 760 W untuk Tipe 2 *Nozzle* dan 780 W untuk Tipe 4 *Nozzle* dengan Efisiensi 17 % untuk Tipe 1 *Nozzle*, 18,2 % untuk Tipe 2 *Nozzle* dan 18,5 % untuk Tipe 4 *Nozzle*. Dikutip dari *International Conference on Advanced Trends in Engineering and Technology-2014 (FORSCHUNG)*.

1.2 TEORI PENDUKUNG PENELITIAN

Warren Rice (1965), telah menulis pada *Experimental and Analytical Investigation of Tesla Turbines*. Analisis jumlah data yang terlibat ekstensif mengakibatkan kumpulan data yang tidak lengkap dipublikasikan. Program menggunakan Matlab diciptakan untuk menerapkan karyanya ke desain ini. Program ini divalidasi dengan membandingkan hasil di lapangan. Analisis model sifat aliran antara 2 *co-rotating* cakram, kemudian diperpanjang untuk beberapa jarak disk. Beberapa idealisasi dianggap:

- Aliran gesekan terjadi melalui *nozzle* ke cakram dalam celah.
- Cairan *Uniform* diberikan pada jari-jari luar cakram.
- Secara aksial simetris, arus 2 dimensi terjadi di cakram.
- Seluruh *volume* antara cakram diisi dengan air.
- Kehalusan cakram berputar dengan sudut kecepatan konstan.
- Rumah rotor tidak membatasi gerak dan bebas dari *losses*.

Persamaan Rice, diawali gerak aliran fluida antara cakram berdasarkan unsur cairan yang dibatasi oleh spasi cakram yang solid, dengan jari-jari luar r_0 , dan ketebalan b . Gaya dianggap sebagai tekanan dan gaya tegangan geser dengan gaya bodi diabaikan untuk menyederhanakan analisis. Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$\frac{dy}{dx} + \frac{y}{x} - \frac{Fr_0\Omega}{4bv_0} \left(\frac{v_0}{\Omega r_0} y - x \right) \left[1 + \left(\frac{2\pi br_0^2}{Q} \right) x^2 \left(\frac{v_0}{\pi r_0} y - x \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0 \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

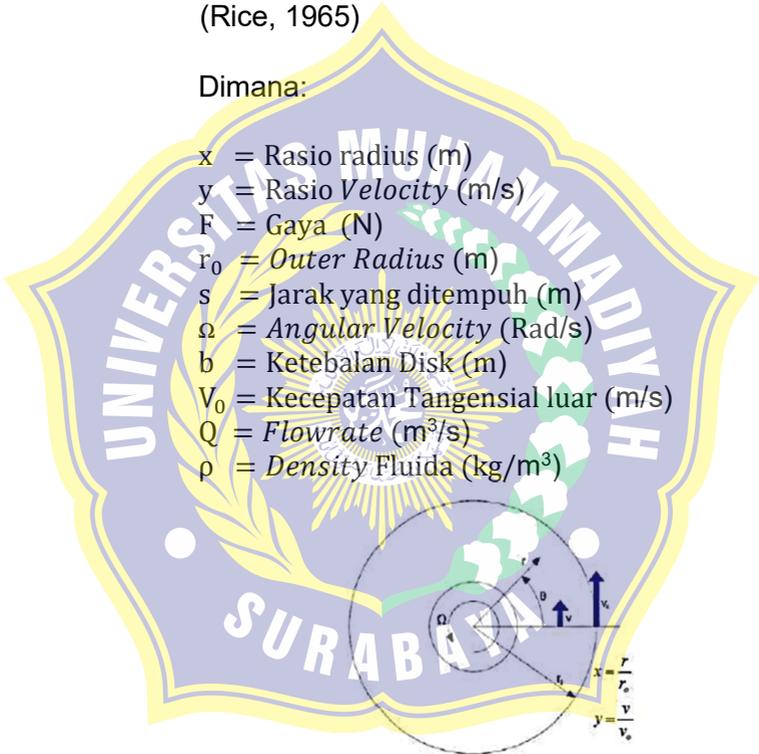
(Rice, 1965)

$$\frac{1}{\rho\Omega^2 r_0^2} \frac{dp_r}{dx} - \left(\frac{Q}{2\pi b r_0^2 \Omega}\right) \left(\frac{1}{x^3}\right) - \left(\frac{v_0}{\Omega r_0}\right)^2 \left(\frac{y^2}{x}\right) - \frac{f r_0}{4b} \left(\frac{Q}{2\pi b r_0^2 \Omega}\right)^2 \left(\frac{1}{x^2}\right) \left[1 + \left(\frac{2\pi b r_0^2 \Omega}{Q}\right)^2 x^2 \left(\frac{v_0}{\Omega r_0}\right)^2 y - x\right]^{\frac{1}{2}} = 0 \dots\dots\dots(2.2)$$

(Rice, 1965)

Dimana:

- x = Rasio radius (m)
- y = Rasio Velocity (m/s)
- F = Gaya (N)
- r₀ = Outer Radius (m)
- s = Jarak yang ditempuh (m)
- Ω = Angular Velocity (Rad/s)
- b = Ketebalan Disk (m)
- V₀ = Kecepatan Tangensial luar (m/s)
- Q = Flowrate (m³/s)
- ρ = Density Fluida (kg/m³)



Gambar 2.6. Sistem koordinat pada analisis
 Sumber: Sistem Koordinat (Allen, 1990)

Pada gambar 2.6 menjelaskan sistem kordinat dari disk turbin tesla dimana y adalah rasio kecepatan tangensial, x adalah kordinat radial berdimensi, Ω adalah kecepatan sudut, v₀ adalah kecepatan

tangensial luar. Pada persamaan Q adalah debit aliran cakram spasi tunggal dan P_r adalah tekanan pada koordinat r . Persamaan di atas menggambarkan sifat kinematik dari aliran melalui turbin dan perubahan tekanan radial.

Dalam analisis Rice kombinasi yang berbeda dari nilai-nilai untuk parameter turbin di atas digunakan untuk analisis. Solusi untuk setiap kombinasi telah ditemukan. Program Matlab digunakan untuk menyelesaikan persamaan diferensial biasa di atas, nilai-nilai kecepatan berdimensi y dan perubahan tekanan dalam arah radial Δp_r ditentukan untuk diberikan nilai-nilai kordinat non-dimensi x .

Jumlah perubahan tekanan Δp_t melalui turbin ditentukan dengan menambah Δp_r dengan nilai perubahan tekanan akibat nosel Δp_n . Persamaan umum dalam bentuk berdimensi diperoleh dari:

$$\frac{\Delta p_n}{\rho \Omega^2 r_0^2} = 1 - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{v_0}{\Omega r_0} \right)^2 + \left(\frac{Q}{2\pi b r_0^2 \Omega} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (2.3)$$

(Rice, 1965)

$$\frac{\Delta p_t}{\rho \Omega^2 r_0^2} = \frac{\Delta p_r}{\rho \Omega^2 r_0^2} + \frac{\Delta p_n}{\rho \Omega^2 r_0^2} \dots\dots\dots (2.4)$$

(Rice, 1965)

Dimana:

- P_n = Tekanan pada *nozzle* (Kpa)
- P_r = Tekanan pada koordinat r (Kpa)
- P_t = Tekanan pada turbin (Kpa)
- ρ = *Density* Fluida (kg/m³)
- Ω = *Angular Velocity* (Rad/s)
- r_0 = *Outer Radius* (m)

V_0 = Kecepatan Tangensial luar (m/s)

b = Ketebalan Disk (m)

Borate H.P dan Misal N.D menggunakan persamaan kontinuitas untuk menyelesaikan nilai-nilai luas penampang area pada *nozzle* ($A1$), ($A2$), *velocity* ($V1$), ($V2$) dan dengan persamaan bernoulli untuk mendapatkan nilai *outlet pressure* ($P2$) pada *nozzle*.

$$Q = A1 \times V1 = A2 \times V2 \dots \dots \dots (2.5)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

$$\frac{P1}{\rho g} + \frac{V1^2}{2g} + Z1 = \frac{P2}{\rho g} + \frac{V2^2}{2g} + Z2 \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana:

Q = *Flowrate* (m^3/s)

$A1$ = Luas Penampang *Inlet Nozzle* (m^2)

$A2$ = Luas Penampang *Outlet Nozzle* (m^2)

$V1$ = *Inlet Velocity* (m/s)

$V2$ = *Outlet Velocity* (m/s)

$P1$ = *Inlet Pressure* (kg/m^2)

$P2$ = *Outlet Pressure* (kg/m^2)

ρ = *Density Fluida* (kg/m^3)

g = Percepatan Gravitasi (m/s^2)

Z = Ketinggian *Level Fluida* (m)

Borate H.P dan Misal N.D menyatakan bahwa dengan mengetahui parameter *pressure* tersebut diatas ($P2$), maka kita dapat mengetahui *Force* (F) yang bekerja pada ketebalan disk sekaligus menghitung *Velocity* (U) pada disk dengan persamaan *Jet Force* dari Turbin Pelton.

$$F = P_2 \times A_2 \dots \dots \dots (2.7)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

$$F = \rho \times A_2 (V_2 - U)^2 \cos \phi \dots \dots \dots (2.8)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

Dimana:

F = Gaya yang bekerja pada disk (N)

P_2 = *Outlet Pressure* (kg/m^2)

A_2 = Luas Penampang Outlet Nozzle (m^2)

ρ = Density Fluida (kg/m^3)

V_2 = *Outlet Velocity* (m/s)

U = *Disk Velocity* (m/s)

$\cos \phi$ = *Angle of Attack Nozzle* ($^\circ$)

Borate H.P dan Misal N.D menentukan nilai *angular velocity* dari unsur *velocity* pada disk (U) dan momen inersia (I). Dihitung:

$$I_{\text{shaft}} = M \times R^2 \dots \dots \dots (2.9)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

$$I_{\text{disk}} = \frac{1}{2} M_d \times (a^2 + b^2) \dots \dots \dots (2.10)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

$$\omega = M_d \times R \times U / I \dots \dots \dots (2.11)$$

(Borate H.P, Misal N.D, 2012)

Dimana:

I_{shaft} = Momen Inersia *shaft* ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

I_{disk} = Momen Inersia disk ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

M = Massa *Shaft* (kg)

M_d = Massa Disk (kg)

- a = *Inner radius* Disk (m)
- b = *Outer radius* Disk (m)
- ω = *Angular velocity* (rad/s)
- U = *Disk Velocity* (m/s)
- I = *Momen Inersia Total* (kg. m²)

Tamir Ali Emran Torsi (T) sebagai parameter yang mempengaruhi nilai efisiensi (η) dan Daya Turbin (P). Dihitung:

$$T = F \times R_{\text{ave}} \dots \dots \dots (2.12)$$

(Tamir Ali Emran, 2011)

Dimana:

- R_{ave} = *Radius Disk Rata – Rata* (m)
- T = *Torsi Turbin* (N.m)
- F = *Gaya yang bekerja pada disk* (N)

Tan Wee Chon, Rahman A.A., Foo Shy Jer (2011) menyatakan bahwa Efisiensi Turbin (η) sebagai rasio kerja *shaft* dan fluida, dihitung:

$$\eta = \frac{T \times \omega}{ghQ} \dots \dots \dots (2.13)$$

(Tan Wee Chon, Rahman A.A., Foo Shy Jer, 2011)

Dimana:

- η = *Efisiensi*
- T = *Torsi Turbin* (N.m)
- ω = *Angular velocity* (rad/s)
- g = *Percepatan Gravitasi* (m/s²)
- h = *Head* (m)
- Q = *Flowrate* (m³/s)

g = Percepatan Gravitasi (m/s^2)
 ρ = *Density* Fluida (kg/m^3)

Rice secara teori analisis menyatakan daya turbin tesla adalah:

$$P = \eta T \Omega \dots \dots \dots (2.14)$$

(Rice, 1965)

Dimana:

P = Daya (Watt)
 η = Efisiensi
 T = Torsi (N.m)
 Ω = *Angular Velocity* (Rad/s)

1.3 SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

Solidworks Flow Simulation merupakan bagian dari *Computational Fluids Dynamic* (CFD). CFD merupakan cabang dari dinamika fluida yang menganalisis dan memvisualisasikan aliran fluida menggunakan analisis numerik dan algoritma. CFD mensimulasikan fluida yang mengalir melewati objek atau disekitar objek. Solidworks Flow Simulation melakukan perhitungan berdasarkan persamaan Navier-Stokes untuk menganalisis interaksi antara fluida dan permukaan. Sejak awal 1980-an CFD telah tumbuh dalam kompleksitas, terutama dalam pemodelan fisik, tetapi dengan sedikit penekanan pada geometris. Secara paralel, sistem CAD mekanik telah menjadi tulang punggung dari proses penciptaan produk di hampir semua sektor industri, yang memungkinkan geometri yang sangat kompleks dibangun dengan relatif mudah. Pada tahun 1999, Solidworks memperkenalkan versi pertama dari FloWorks, memberikan untuk

pertama kalinya kemampuan simulasi CFD dalam sistem MCAD.

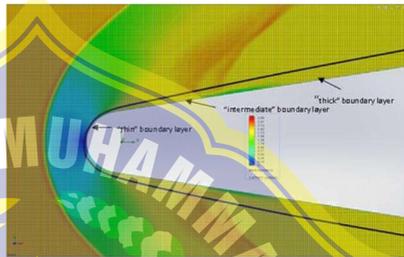
1.3.1 *Boundary Layer Treatment*

Non-Body Fitted Cartesian mesh akan mengelola data CAD native secara optimal, sehingga membentuk dasar untuk CAD/CFD. Masalah utama bagi *Cartesian Immersed-Body Mesh* adalah resolusi *boundary layer* pada *mesh* yang kasar. Untuk itu Solidworks Flow Simulation menggabungkan pendekatan native yang akan dijelaskan di bawah, dan kombinasi dari pendekatan tersebut dengan Solidworks Flow Simulation berteknologi *Cartesian Mesh* yang merupakan bagian utama dari Solidworks Flow Simulation CAD/CFD.

Pertimbangan sel *near-wall* menunjukkan bahwa *mesh native* dari CAD geometri dapat terlalu kasar untuk solusi akurat dari persamaan Navier-Stokes dalam *boundary layer* dengan gradien tinggi. Oleh karena itu, untuk menghitung gesekan kulit dan fluks panas di dinding, pendekatan Prandtl untuk *boundary layer* digunakan. Ide utama dari pendekatan ini memiliki beberapa kesamaan dengan pendekatan fungsi dinding tradisional yang digunakan di CFD. Perlakuan dinding merupakan bagian dari platform teknologi Solidworks Flow Simulation menggunakan pendekatan *Two-Scale Wall Function (2SWF)* yang terdiri dari dua metode untuk perhitungan *boundary layer* dengan contoh kasus dan solusi:

1. Pendekatan *boundary layer* "Thin" digunakan ketika jumlah sel di seluruh *boundary layer* tidak cukup untuk langsung dan disederhanakan, untuk penentuan aliran dan profil termal.

2. Pendekatan *boundary layer* "Thick" ketika jumlah sel di seluruh *boundary layer* melebihi dari yang diperlukan.
3. Dalam kasus intermediate, kombinasi dari dua pendekatan di atas dapat digunakan untuk memastikan kelancaran transisi antara dua model.



Gambar 2.7. Mach Number aliran *boundary layer* tipis, menengah dan tebal.

Sumber: *Flow Basis of CAD Embedded CFD Whitepaper*

Verifikasi dari teknologi *boundary layer treatment* Solidwork Flow Simulation telah dilakukan oleh Balakine et al, (2004) dengan penjelasan sebagai berikut:

1. Pendekatan *boundary layer* tipis

Pada pendekatan *boundary layer* tipis, persamaan *boundary layer* Prandtl sudah terintegrasi sepanjang normal ke dinding (yaitu di sepanjang normal permukaan ordinat) dari 0 (di dinding) dengan ketebalan *boundary layer* δ diselesaikan sepanjang aliran fluida yang menutupi dinding. Jika lapisan batas adalah laminar, persamaan ini diselesaikan dengan metode perkiraan

berdasarkan Shvetz teknologi (Ginzburg, 1970). Jika lapisan batas turbulen atau transisi, menggunakan hipotesis Van Terkering tentang panjang pencampuran di *boundary layer* turbulen (Van Terkering, 1956).

2. Pendekatan *boundary layer* tebal

Ketika jumlah sel di seluruh *boundary layer* cukup (lebih dari ~ 10) simulasi *boundary layer* laminar diselesaikan melalui persamaan Navier-Stokes sebagai bagian dari perhitungan aliran inti. Untuk *boundary layer* turbulen yang digunakan adalah modifikasi dari pendekatan fungsi dinding. Namun, bukan pendekatan tradisional yang mengandalkan profil kecepatan logaritmik, Solidwork Flow Simulation menggunakan profil lengkap yang diusulkan oleh Van Driest (1956).

1.3.2 Metode Numerik dan Contoh *Computational*

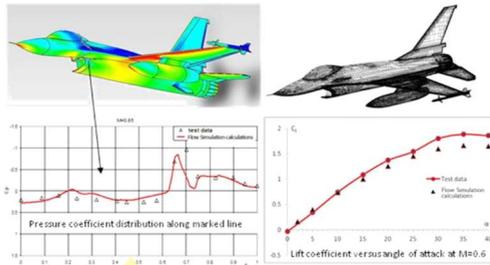
Fluid Region merupakan tantangan komputasi utama dari sudut pandang kompleksitas algoritmik dan perhitungan *overhead*. Menggunakan CAD sebagai sumber informasi geometris, maka penting untuk memberikan perhatian khusus pada ketahanan dan efisiensi metode numerik yang digunakan.

Solidwork Flow Simulation menggunakan 2 jenis *solver* dan algoritma numerik terkait untuk memodelkan aliran fluida. *Solver* pertama sangat optimal untuk aliran *incompressible* dan aliran dengan *Mach Number* kurang dari 3,0. Perkiraan waktu implisit dari kelangsungan dan persamaan konveksi/difusi (untuk momentum,

suhu, dll) digunakan bersama-sama dengan teknik operator *splitting* (Glowinski dan Tallec, 1989, Marchuk, 1982, Samarskii, 1989, Patankar, 1980). Teknik ini digunakan untuk menyelesaikan masalah tekanan-kecepatan *decoupling* dengan efisien. Mengikuti pendekatan sederhana seperti (Patanekar, 1980), persamaan tekanan diskrit jenis eliptik diperoleh dengan aljabar transformasi dari persamaan diskrit awalnya diturunkan untuk massa dan momentum, dengan mempertimbangkan kondisi batas untuk kecepatan.

Untuk menyelesaikan sistem asimetris persamaan linear yang timbul dari perkiraan momentum, suhu dan persamaan spesies, metode *conjugate gradient* dari Saad (1996) digunakan. faktorisasi LU digunakan untuk pengkondisian awal.

Untuk memecahkan masalah aljabar simetris terkait koreksi tekanan, maka *double preconditioned* prosedur iterasi digunakan. Hal ini didasarkan pada metode multigrad khusus yang dikembangkan dari Hackbusch (1985). Contoh di bawah ini didasarkan pada penggunaan jenis *solver* pertama. Terkait aliran eksternal yang terjadi disekitar pesawat tempur F-16 (*Mach Number* 0,6 dan 0,85). Geometri yang digunakan merupakan CAD *native* dari pesawat dengan tangki eksternal dan persenjataan. Aliran ke *intake* dan *exhaust* dari *nozzle* mesin dipertimbangkan. Perhitungan dilakukan dengan perkiraan 200,000 *Cell*, menunjukkan efisiensi dari teknologi Solidwork Flow Simulation. Hasil perhitungan dibandingkan dengan Data Uji dari Nguyen, Luat T. et. Al (1979).

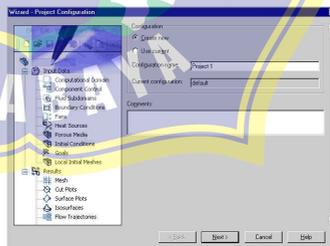


Gambar 2.8. Perhitungan Pesawat Tempur F-16
Sumber: *Flow Basis of CAD Embedded CFD Whitepaper*

Berikut ini adalah contoh tahapan-tahapan simulasi yang dapat dikerjakan melalui Flow Simulation dengan case analisa *inlet mass* dan *pressure* pada sebuah *Ball Valve*.

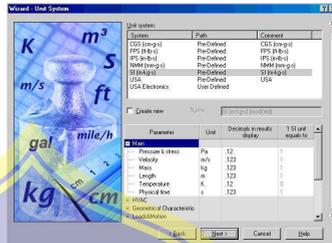
1.3.2.1 Opening Solidworks

1. Pada menu tampilan utama Klik **Flow Simulation, Project**, kemudian **Wizard**.
2. Setelah di dalam **Wizard**, pilih **Create new** untuk membuat konfigurasi baru dan beri nama *project 1*. Kemudian Klik **Next**.



Gambar 2.9. *Project Configuration*
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

3. Pilih Sistem Unit SI. Sistem unit ini dapat di ubah dengan cara Klik **Flow Simulation, Unit**. Kemudian Klik **Next**.



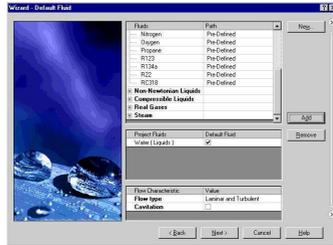
Gambar 2.10. **System Unit**
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

4. Pilih default **Internal Analysis Type**. Untuk **Physical Feature** tidak perlu dicentang.



Gambar 2.11. **Analysis Type**
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

5. Pada **Fluids Tree** expand **Liquid** item dan pilih **water** sebagai fluida kerjanya dengan cara Klik 2 kali atau bisa melalui **Tree** kemudian Klik **Add**. Kemudian Klik **Next**.



Gambar 2.12. *Fluids Tree*

Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

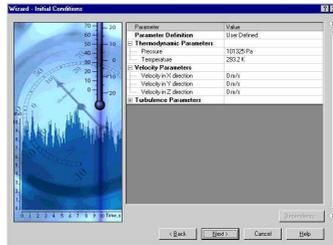
6. Kemudian untuk *wall conditions* ditetapkan sesuai settingan *default*-nya. Klik **Next**.



Gambar 2.13. *Wall Conditions*

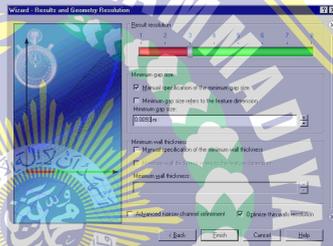
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

7. Untuk *inital conditions* juga ditetapkan sesuai settingan *default*-nya. Klik **Next**.



Gambar 2.14. *Initial Conditions*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

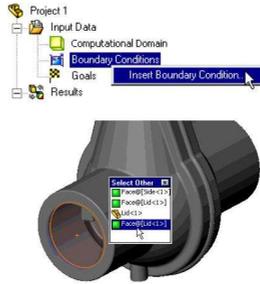
8. Klik **Accept** pada **result resolution** dengan settingan **default**.



Gambar 2.15. *Result Resolution*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

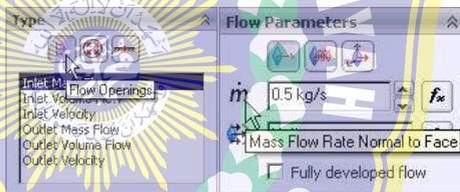
1.3.2.2 *Specifying Boundary Conditions*

1. Pada *flow simulation analysis tree*, Klik Kanan pada icon *boundary conditions* dan pilih **insert boundary conditions**.
2. Pilih *inner face Lid <1>* part seperti gambar dibawah. (untuk mengakses *inner face*, Klik kanan **Lid <1>** pada *graphics area* and pilih **Select Other** , pindahkan *mouse pointer* pada item yang ada di *list* sampai *inner face* tersorot, kemudian Klik kiri).



Gambar 2.16. *Boundary Conditions Inlet*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

3. Pilih **Flow Openings**  dan **Inlet Mass Flow**.
4. Set the **Mass Flow Rate Normal to Face** \dot{m} to 0.5 kg/s. Kemudian Klik **OK**.



Gambar 2.17. *Flow Openings Inlet*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

5. Pilih inner face **Lid <2>** part seperti gambar dibawah. (untuk mengakses *inner face*, Klik kanan **Lid <2>** pada *graphics area* and pilih **Select Other** , pindahkan *mouse pointer* pada item yang ada di *list* sampai *inner face* tersorot, kemudian Klik kiri).



Gambar 2.18. *Boundary Conditions Outlet*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

6. Pada *flow simulation analysis tree*, Klik Kanan pada *icon boundary conditions* dan pilih *insert boundary conditions*.
7. Pilih **Pressure Openings** dan **Static Pressure**.
8. **Thermodynamic Parameters**, **Turbulence Parameters**, **Boundary Layer** dan **Options** sesuai settingan defaultnya. Klik **OK**.



Gambar 2.19. *Flow Openings Outlet*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
 2012

1.3.2.3 Specifying Engineering Goal

1. Klik Kanan pada *flow simulaion tree icon* **Goals** dan pilih *Insert Surface Goals*.
2. Pada *flow simulation analysis tree*, Klik Kanan pada *item inlet mass flow 1* untuk memilih *face* dimana *goals* akan di aplikasikan.



Gambar 2.20. *Insert Goals*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

3. Pada *Parameter table*, pilih **Av** check box pada baris **Static Pressure**. **Use for Conv.** Tetap tercentang yang artinya bahwa *goals* di desain untuk kontrol convergence. Kemudian Klik **OK**.

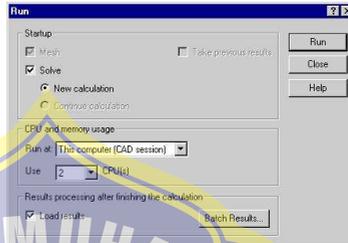
 A screenshot of the 'Parameter' dialog box in SolidWorks. It contains a table with columns for 'Parameter', 'Min', 'Av', 'Max', 'Bul', and 'Us'. The 'Av' checkbox for 'Static Pressure' is checked.

Parameter	Min	Av	Max	Bul	Us
Static Pressure	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Total Pressure	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Dynamic Pressu.	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Temperature of	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

Gambar 2.21. *Parameter*
 Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

1.3.2.4 Running Calculation

1. Klik **Flow Simulation, Solve**, kemudian **Run**.
2. Klik **Run**.



Gambar 2.22. Run Calculation

Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

1.3.2.5 Monitoring Solver

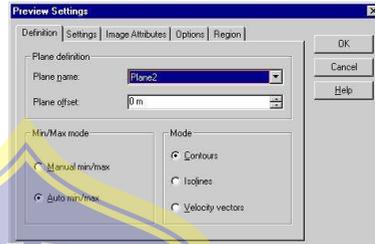
1. Ketika proses kalkulasi telah berjalan atau dalam proses iterasi, Klik **Suspend**  pada **solver toolbar**.
2. Klik **Insert Goal Plot**  pada **Solver toolbar** dan akan muncul **Add/Remove Goals dialog**.
3. Pilih **SG Average Static Pressure 1** pada list **Select goals** kemudian Klik **OK**.



Gambar 2.23. Goal Plot

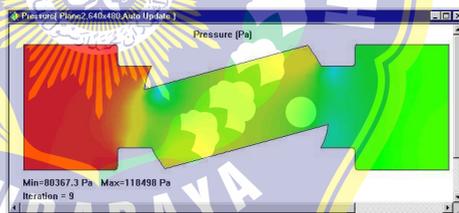
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial 2012*

4. Klik **Insert Preview**  pada **Solver toolbar** dan **Preview Settings dialog box** akan muncul.



Gambar 2.24. *Preview Settings*
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
2012

5. Untuk membuat preview plot, pilih SolidWorks *plane* dari *list Plane name* kemudian tekan **OK**. Untuk model ini akan menggunakan Plane2.



Gambar 2.25. *Pressure Plane 2*
Sumber: *Solidworks Flow Simulation Tutorial*
2012

6. Klik **Suspend**  tombol untuk melanjutkan *solver*.
7. Ketika *solver* sudah selesai, *close monitor* dengan cara Klik **File, Close**.

1.4 HIPOTESIS

Hipotesis adalah jawaban sementara atas permasalahan yang sebenarnya yang kebenarannya harus diuji. Berdasarkan permasalahan di atas maka sebagai jawaban sementara penulis membuat hipotesa bahwa *boundary layer effect* berbanding terbalik dengan sudut *nozzle*, sehingga semakin kecil sudutnya maka performa turbin akan semakin meningkat sehingga daya dan efisiensi turbin akan semakin tinggi jika putaran juga tinggi.



