

OPTIMASI DESAIN *IMPELLER* KOMPRESSOR PADA *TURBOCHARGER* TD04-12T UNTUK MESIN MITSUBISHI 4M40

Christopher Aninditya¹⁾, Teng Sutrisno²⁾

Program Studi Teknik Mesin Universitas Kristen Petra^{1,2)}

Jl. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia^{1,2)}

Phone: 0062-31-8439040, Fax: 0062-31-8417658^{1,2)}

E-mail : m24413057@john.petra.ac.id¹⁾, tengsutrisno@petra.ac.id²⁾

ABSTRAK

Bahan bakar minyak merupakan sumber daya alam yang tidak dapat diperbaharui dan banyak digunakan sektor otomotif. Sektor otomotif pengguna bahan bakar minyak adalah internal combustion engine seperti yang digunakan di mobil. Untuk meningkatkan efisiensi pembakaran internal combustion engine, efisiensi volumetrik perlu ditingkatkan dengan menaikkan tekanan udara masuk menggunakan turbocharger. Bagian dari turbocharger yang menaikkan tekanan udara masuk adalah kompressor yang desainnya sangat mempengaruhi kenaikan tekanan udara. Metode penelitian dilakukan dengan menggunakan simulasi computational fluid dynamic, yaitu sekumpulan metodologi yang menggunakan komputer untuk melakukan simulasi aliran fluida dengan memecahkan persamaan Navier-Stokes secara numerik. Sedangkan analisa data yang dilakukan adalah analisa terhadap pola aliran udara dan kenaikan tekanan udara. Modifikasi yang dilakukan pada penelitian ini yaitu memodifikasi panjang splitter blade dan jumlah main blade. Dari hasil penelitian diketahui bahwa modifikasi 8 main blade adalah modifikasi yang paling baik, menaikkan tekanan udara sebesar 19.96%. Modifikasi panjang splitter blade kurang efektif karena hanya menaikkan tekanan udara sebesar 4.3%.

Kata kunci: kompressor sentrifugal, impeller, turbocharger mobil, makalah, jurnal mehanova, teknik mesin.

1. Pendahuluan

Bahan bakar minyak merupakan sumber daya alam yang terbatas jumlahnya sehingga harus digunakan semaksimal mungkin. Menurut *Institute of Energy Research* (2015)^[1], sebanyak 45,3% dari pengguna bahan bakar minyak adalah sektor otomotif dan memiliki peluang besar untuk terus meningkat. *Internal combustion engine* pada sektor otomotif mengubah energi kimia bahan bakar menjadi energi gerak mekanik melalui pembakaran.

Kendaraan yang menggunakan *internal combustion engine* adalah mobil. Salah satu faktor yang sangat mempengaruhi efisiensi pembakaran dari *internal combustion engine* adalah efisiensi volumetrik, dimana semakin tinggi efisiensi volumetrik sebuah mesin maka efisiensi pembakarannya juga akan meningkat. Untuk menaikkan efisiensi volumetrik, membutuhkan suatu alat tambahan yang dapat menaikkan tekanan udara yang akan masuk ke ruang bakar mesin.

Turbocharger merupakan salah satu alat tambahan yang dapat menaikkan tekanan udara yang masuk ke ruang bakar mesin. Dengan peningkatan tekanan udara yang menuju ruang bakar, maka efisiensi volumetrik akan meningkat pula. Komponen utama pada sebuah *turbocharger* adalah sebuah kompressor dan turbin. Gas buang mesin akan memutar turbin yang telah dikopel dengan kompressor, sehingga kompressor akan ikut berputar dan menaikkan tekanan udara yang menuju ke ruang bakar mesin.

Kompressor pada *turbocharger* mobil merupakan

kompressor sentrifugal. Seralathan et al. (2013)^[2] mengatakan bahwa penambahan *diffuser* yang non-konvensional atau penambahan *rotating vaneless diffuser* merupakan salah satu cara untuk menaikkan tambahan tekanan dari sebuah kompressor sentrifugal. Namun dua hal ini membutuhkan perhitungan matematis dan membutuhkan manufaktur dengan akurasi yang tinggi, sehingga dinilai kurang praktis. Begitu pula dengan cara yang dibuat oleh Xiangyuan et al. (2016)^[3] yaitu berupa memodifikasi ketinggian dari *half vane diffuser*. Model ini hanya dapat diterapkan pada kompressor dengan *vaned impeller* dan juga membutuhkan perhitungan matematis yang rumit.

Selain dengan memodifikasi *diffuser*, Abdelmadjid et al. (2013)^[4] mendesain ulang *volute casing* dengan *impeller* yang sama untuk menaikkan tambahan tekanan dari sebuah kompressor sentrifugal. Kelemahan memodifikasi bentuk dan ukuran *volute casing* adalah keterbatasan ruang di kap mesin, sehingga terdapat kemungkinan ukuran dan bentuk *volute casing* yang baru tidak dapat diletakkan di ruang yang ada di bawah kap mesin.

Cara lain yang relatif lebih sederhana dan memungkinkan dapat dilakukan untuk meningkatkan tambahan tekanan dari kompressor sentrifugal adalah dengan memodifikasi sudu dari *impeller* kompressor. Dengan modifikasi sudu pada kompressor ini, diharapkan agar *turbocharger* menghasilkan tambahan tekanan yang lebih besar.

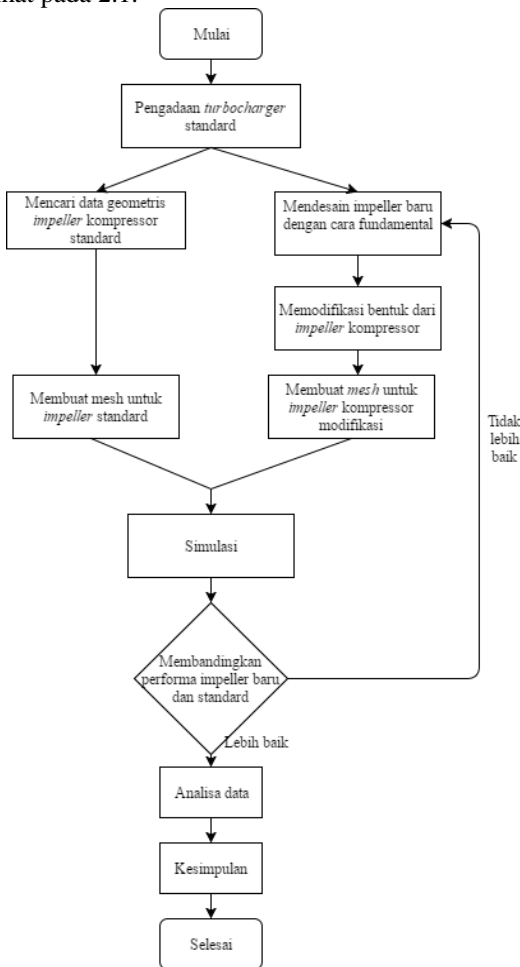
Penelitian ini bertujuan untuk mengoptimalkan

desain *impeller* pada kompresor *turbocharger* dan bermanfaat untuk meningkatkan unjuk kerja dari *turbocharger*, mengetahui besar tekanan yang dihasilkan oleh kompresor yang didesain, dan mengetahui prosedur desain *impeller* kompresor sentrifugal secara sistematis.

2. Metode Penelitian

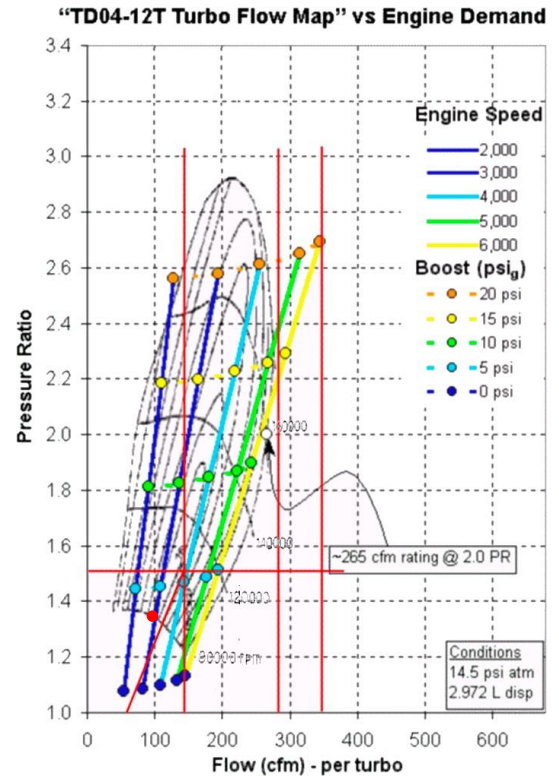
Penelitian yang dilakukan menggunakan simulasi *computational fluid dynamics* (CFD), yaitu sekumpulan metodologi yang menggunakan komputer untuk melakukan simulasi aliran fluida dengan memecahkan persamaan Navier-Stokes secara numerik.

Penelitian ini menggunakan langkah yang dapat dilihat pada 2.1.



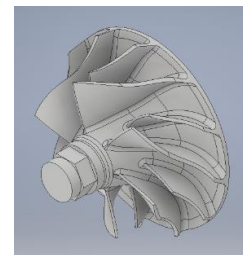
Gambar 2.1. Flowchart metodologi penelitian

Turbocharger yang digunakan untuk penelitian ini adalah *turbocharger* tipe TD04-12T dengan nomor serial 49177-03041. Titik kerja yang difokuskan adalah titik merah pada *turbocharger map* yang ditunjukkan pada gambar 2.2, yaitu ketika *turbocharger* berputar pada kecepatan 80000 rpm, dan efisiensi isentropik 76%.



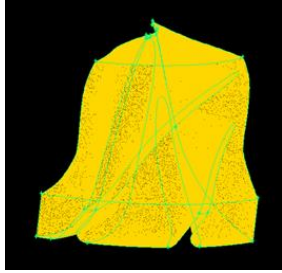
Gambar 2.2. Turbocharger map untuk turbocharger TD04-12T

Data geometris didapat dengan melakukan 3D *scanning* dan *reverse engineering* pada kompresor standar. Hasil 3D *scanning* dan *reverse engineering* adalah gambar CAD seperti pada gambar 2.3. Data geometris yang diperlukan dari kompresor standar adalah ukuran diameter inlet *hub*, inlet *shroud*, dan jumlah *blade*.



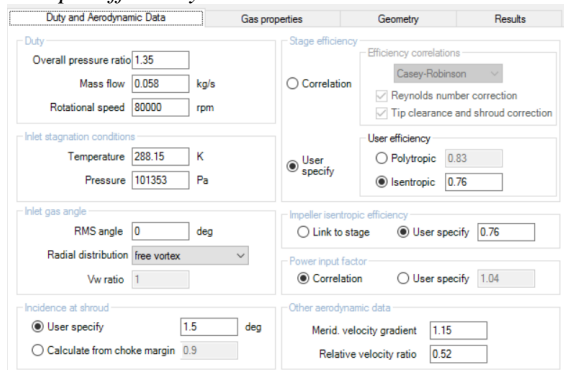
Gambar 2.3. Tampak isometris dari hasil 3D *scanning* dan *reverse engineering*

Mesh untuk *impeller* standar dibuat pada software Autodesk Inventor dan ANSYS Gambit. *Mesh* yang dibuat adalah *mesh* untuk fluida pada 1/6 *impeller* dan mengikuti kontur *shroud* seperti pada gambar 2.4.



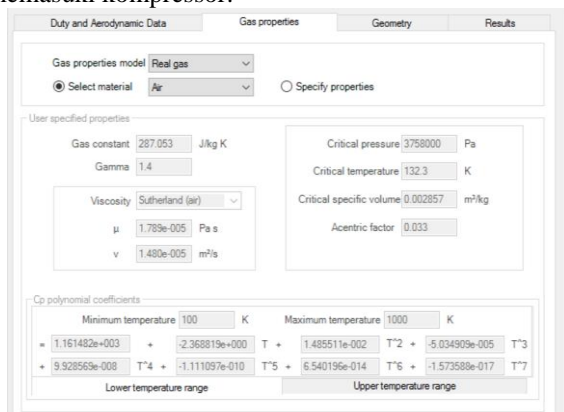
Gambar 2.4. Mesh dari fluida yang mengalir pada 1/6 impeller kompresor dan mengikuti kontur shroud

Pembuatan impeller kompresor modifikasi dilakukan di software ANSYS Vista CCD. Untuk kolom pertama “Duty and Aerodynamic Data” yang ditunjukkan pada gambar 2.5, data yang perlu dimasukkan antara lain : Overall pressure ratio, Mass flow, Rotational speed, Temperature inlet stagnation condition, Pressure inlet stagnation condition, dan isentropic efficiency.



Gambar 2.5. Kolom “Duty and Aerodynamic Data”

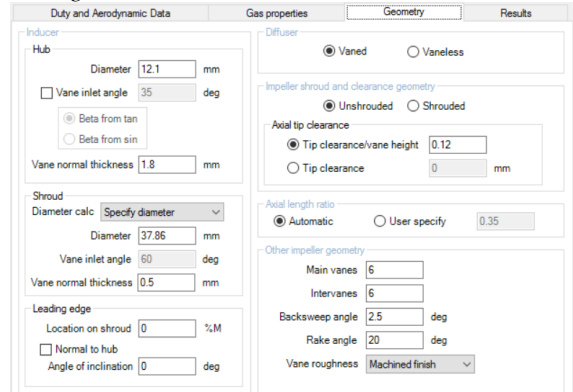
Data untuk kolom kedua “Gas properties” yang ditunjukkan pada gambar 2.6. adalah jenis udara yang memasuki kompresor.



Gambar 2.6. Kolom “Gas properties”

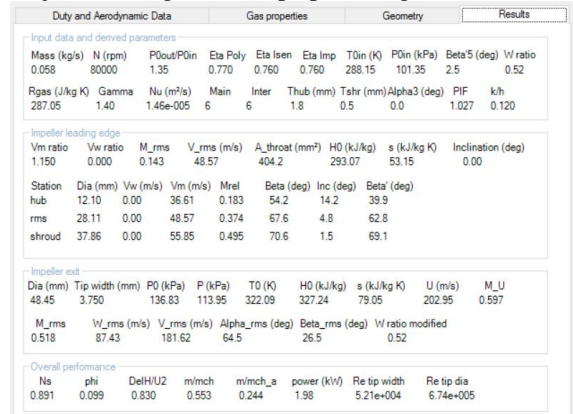
Untuk kolom ketiga “Geometry” seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7, data yang perlu dimasukkan antara lain : Inlet hub diameter, Inlet shroud diameter, Main vanes, Intervanes, Backsweep angle, dan Rake angle. Data untuk Inlet hub diameter, Inlet shroud diameter, Main vanes, Intervanes didapat dari geometri standar.

Menurut Tie Wang et al. (2014) [5], backsweep angle terbaik untuk suatu kompresor sentrifugal adalah 2.5° karena menghasilkan kenaikan tekanan yang paling tinggi dengan efisiensi isentropik terbaik. Untuk rake angle, Ichiro Ariga et al. (1998) [6] mengatakan bahwa rake angle terbaik adalah 20°



Gambar 2.7. Kolom “Geometry”

Kolom terakhir adalah kolom “Results” seperti pada gambar 2.8, yang menunjukkan hasil perhitungan dari ANSYS Vista CCD. Pembuktian dari perhitungan ini ditunjukkan dengan beberapa perhitungan di bawah ini :



Gambar 2.8. Kolom “Results”

$$\bullet U_{exit} / U_2$$

Dari vista :

$$U = 202.95 \text{ m/s}$$

Dari rumus :

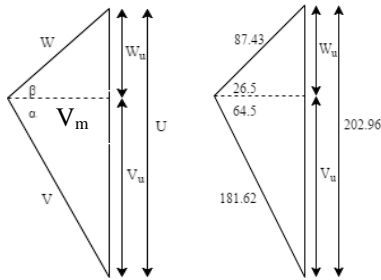
$$U = r \times N \tag{1}$$

$$= \frac{d}{2} \times N$$

$$= \frac{0.04845}{2} \text{ m} \times 8377.58 \text{ rad/s}$$

$$= 202.95 \text{ m/s}$$

- Segitiga kecepatan di *exit* (Gambar 2.9.)



Gambar 2.9. Segitiga kecepatan di *impeller exit*

$$W_u = W \cdot \sin \beta \quad (2)$$

$$W_u = 87.43 \times \sin 26.5 = 39.01 \text{ m/s}$$

$$V_u = V \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

$$V_u = 181.62 \times \sin 64.5 = 163.93 \text{ m/s}$$

Dari vista :

$$U = 202.95 \text{ m/s}$$

Dari rumus :

$$U = W_u + V_u \quad (4)$$

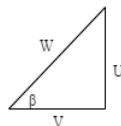
$$U = 39.01 + 163.93 = 202.94 \text{ m/s}$$

- V_m

$$V_m = W \cdot \cos \beta = 87.43 \times \cos 26.5 = 78.24 \text{ m/s}$$

$$V_m = V \cdot \cos \alpha = 181.62 \times \cos 64.5 = 78.19 \text{ m/s}$$

- Segitiga kecepatan di *inlet* (Gambar 2.10.)



Gambar 2.10. Segitiga kecepatan di *impeller inlet*

$$W \rightarrow W_{ratio} = \frac{W_{exit}}{W_{inlet,shroud}} \quad (5)$$

$$0.52 = \frac{87.43}{W_{inlet,shroud}}$$

$$W_{inlet,shroud} = 168.13 \text{ m/s}$$

$$V \rightarrow V = 48.57 \text{ m/s}$$

$$\beta_{inlet,shroud} = 70.6^\circ$$

$U \rightarrow$

Dari rumus :

$$U = r \times n \quad (6)$$

$$= \frac{d}{2} \times n$$

$$= \frac{0.03786}{2} \text{ m} \times 8377.58 \text{ rad/s}$$

$$= 158.59 \text{ m/s}$$

Dari segitiga kecepatan :

$$U = W \times \sin \beta \quad (7)$$

$$U = 168.13 \times \sin 70.6 = 158.59$$

Dari pythagoras :

$$U^2 = W^2 - V^2 \quad (8)$$

$$U^2 = 168.13^2 - 48.57^2$$

$$U = 160.96 \text{ m/s}$$

- W

Dari vista

$$w = 1.98 \text{ kW}$$

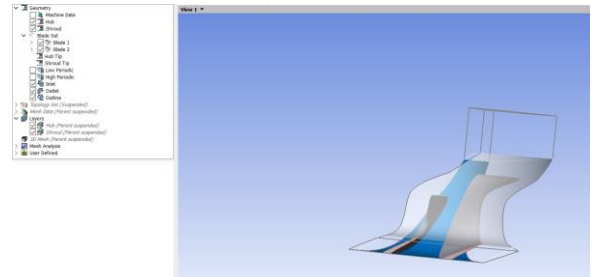
Dari rumus

$$w = \dot{m}(U_2 \cdot V_{u2} - U_1 \cdot V_{u1}) \quad (9)$$

$$w = 0.058(202.95 \times 163.93 - 160.96 \times 0) = 1929.64 \text{ W} = 1.93 \text{ kW}$$

Setelah memasukkan data yang diperlukan ke ANSYS Vista CCD, maka profil dari *impeller* kompresor akan didapatkan. Langkah selanjutnya adalah menggunakan *software* ANSYS Bladegen untuk memodifikasi *impeller* dengan lebih detail.

Setelah bentuk *impeller* sudah ditentukan, langkah berikutnya adalah membuat *mesh* untuk fluida yang mengalir di *impeller*. Pembuatan *Mesh* dapat dilakukan di *software* “ANSYS Turbogrid” seperti pada gambar 2.11.

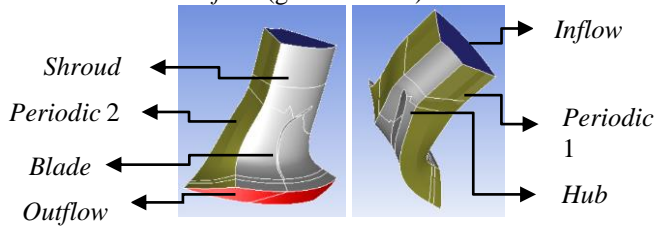


Gambar 2.11. Tampilan awal “ANSYS Turbogrid”

Setelah *mesh* telah dibuat, baik menggunakan “ANSYS GAMBIT” maupun “ANSYS Turbogrid”, langkah selanjutnya adalah simulasi di *software* “ANSYS Fluent”. Beberapa pengaturan pada “ANSYS Fluent” yang perlu dilakukan yaitu :

- *Mesh* → *Check*
- *General* → *Solver type* : *Pressure-Based*; *Velocity formulation* : *Absolute*; *Time* : *Steady*
- *Model* → *Viscous* : *Realizable k-ε*; *Near wall treatment* : *Standard wall function*
- *Material* → *Fluid* : *Air*
- *Cell zone conditions* → *passage-downstream*, *row1-inlet*, *row1-outlet*, *row1-passage-main*
 - Type : *Fluid*
 - o Untuk *passage-downstream*, *row1-outlet*, dan *row1-passage-main* → *Frame motion* : *on*;
Rotational velocity : *80000*
- *Boundary condition* → *Hub*, *Shroud*, dan *Blade*

(Main blade dan splitter blade) : Wall; Inflow : Mass flow inlet; Outflow : Pressure outlet; Periodic : Interface (gambar 2.12.)



Gambar 2.12. Boundary condition

- Untuk hub dan blade → Wall motion : Moving wall; Motion : Rotational.
- Untuk shroud → Wall motion : Stationary wall.
- Untuk inflow → mass flow rate untuk 1/6 impeller.
- Untuk outflow → Gauge pressure : kenaikan tekanan yang diharapkan.
- Mesh interfaces → Create/edit, menggabungkan bagian yang periodik; Interface option : Periodic boundary condition; Periodic boundary condition type : Rotational; Offset : 60.
- Reference values → Compute from : row1-inblock-inflow; Reference zone : row1-inlet
- Solution method → Scheme : SIMPLEC; Pressure : standard; Momentum : First order upwind.
- Monitors → Residuals monitor, Absolute criteria : 0,0001.
- Solution initialization → Initialization methods : standard initialization; Compute from : row1-inblock-inflow; Initialize.
- Run calculation → Number of iterations : 10000; Calculate.

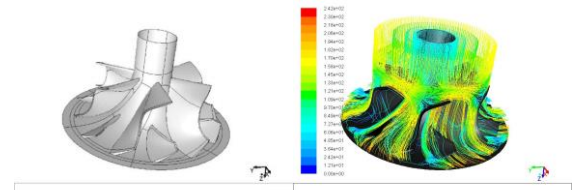
3. Hasil dan Pembahasan

Modifikasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah 3 variasi panjang splitter blade dan 4 variasi jumlah main blade. Variasi dari 7 impeller modifikasi yaitu :

- Impeller dengan 6 main blade dan 6 splitter blade ukuran 70% dari main blade
- Impeller dengan 6 main blade dan 6 splitter blade ukuran 40% dari main blade
- Impeller dengan 6 main blade dan 6 splitter blade ukuran 20% dari main blade
- Impeller dengan 6 main blade
- Impeller dengan 8 main blade
- Impeller dengan 10 main blade
- Impeller dengan 12 main blade

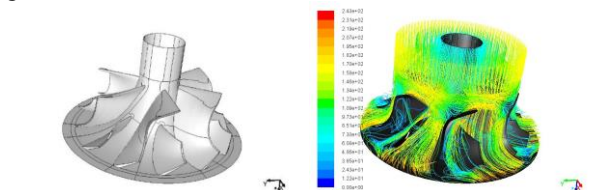
A. Impeller dengan variasi panjang splitter blade

Gambar 3.1 (a) dan (b) menunjukkan bentuk dan pola aliran dari impeller dengan splitter blade 20% dari ukuran main blade.



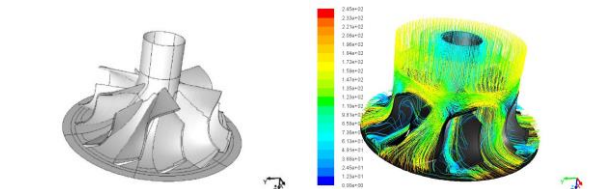
Gambar 3.1. (a)Bentuk (b) Pola aliran udara pada impeller splitter blade 20% dari ukuran main blade.

Bentuk dan pola aliran dari impeller dengan splitter blade ukuran 40% dari main blade dapat dilihat pada gambar 3.2 (a) dan (b).



Gambar 3.2. (a)Bentuk (b) Pola aliran udara pada impeller splitter blade 40% dari ukuran main blade.

Bentuk dan pola aliran dari impeller dengan splitter blade ukuran 70% dari main blade dapat dilihat pada gambar 3.3 (a) dan (b) dibawah.



Gambar 3.3. (a)Bentuk (b) Pola aliran udara pada impeller splitter blade 70% dari ukuran main blade.

Pada impeller dengan ukuran splitter blade 20% dari ukuran main blade, udara dapat mengalir bebas di bagian atas maupun bawah main blade. Vortex terjadi pada bagian bawah main blade sebagai akibat dari bentuk main blade yang membengkok ekstrem, namun ukurannya jauh lebih kecil dibanding pada impeller standar. Hal ini menyebabkan distribusi udara pada bagian atas maupun bawah main blade lebih rata (sekitar 60%-40%) sehingga mempengaruhi kemampuan impeller menaikkan tekanan udara.

Aliran udara pada impeller ini relatif lebih terpusatkan pada bagian atas main blade saja. Udara yang mengalir di bagian bawah main blade lebih sedikit dibanding pada impeller dengan splitter blade ukuran 20% dari main blade. Hal ini disebabkan karena ukuran vortex yang lebih besar dibanding ukuran vortex pada impeller dengan splitter blade ukuran 20% dari main blade. Meski begitu, distribusi udara pada bagian atas dan bawah main blade impeller ini lebih rata (sekitar 70%-30%) dibanding pada impeller standar sehingga

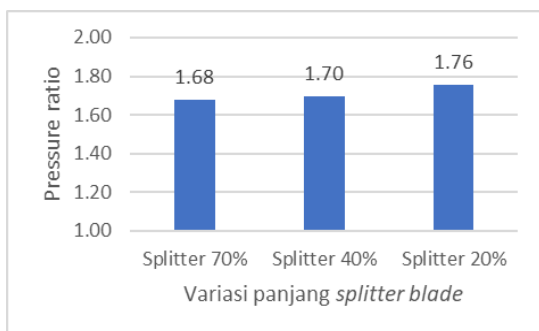
kemampuan *impeller* dengan *splitter blade* ukuran 40% dari *main blade* menaikkan tekanan udara akan lebih baik dari *impeller* standar.

Aliran udara pada *impeller* ini lebih terpusat pada bagian atas *main blade* dibanding pada *impeller* standar. *Vortex* pada bagian bawah *main blade* tidak terbentuk oleh *splitter blade* dan ukurannya lebih besar dibanding pada *impeller standar* menyebabkan udara lebih sulit untuk mengalir pada bagian tersebut. Hal ini menyebabkan distribusi udara pada 2 bagian tersebut lebih tidak rata dibanding *impeller* standar (sekitar 80%-20%).

Tekanan udara hasil simulasi untuk variasi ukuran *splitter blade* ditunjukkan secara numerik pada tabel 4.1 dan gambar 3.4.

Tabel 4.1. Tekanan total pada *inlet* dan *outlet impeller* dengan modifikasi *splitter blade*

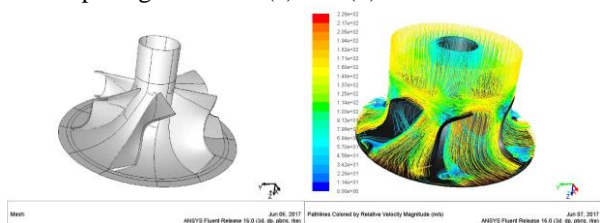
No	Blade	P _{in} (Pa)	P _{out} (Pa)	ΔP (Pa)
1	Standar Vista	34591.59	60587.92	25996.33
2	Splitter 70%	37651.93	63219.39	25567.46
3	Splitter 40%	36852.25	62466.41	25614.16
4	Splitter 20%	35902.65	63015.86	27113.22



Gambar 3.4. Grafik *pressure ratio* terhadap variasi panjang *splitter blade*

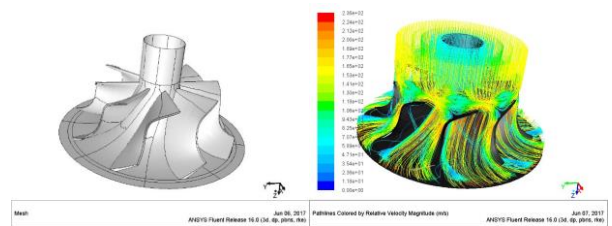
B. *Impeller* dengan variasi jumlah *main blade*

Variasi jumlah *main blade* yang pertama adalah 6 *main blade*, bentuk dan pola aliran dari *impeller* ini dapat dilihat pada gambar 3.5 (a) dan (b).



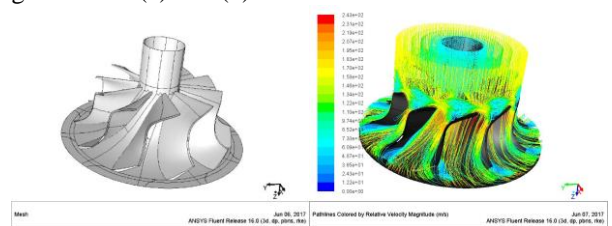
Gambar 3.5. (a) Bentuk (b) Pola aliran udara pada *impeller* dengan 6 *main blade*

Variasi kedua untuk jumlah *main blade* adalah *impeller* dengan 8 *main blade*. Bentuk dan pola aliran dari *impeller* dengan 8 *main blade* ditunjukkan pada gambar 3.6 (a) dan (b).



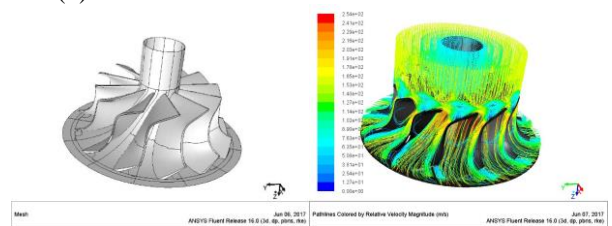
Gambar 3.6. (a) Bentuk (b) Pola aliran udara pada *impeller* dengan 8 *main blade*

Variasi ketiga untuk jumlah *main blade* adalah *impeller* dengan 10 *main blade*. Bentuk dan pola aliran dari *impeller* dengan 10 *main blade* ditunjukkan pada gambar 3.7 (a) dan (b).



Gambar 3.7. (a) Bentuk (b) Pola aliran udara pada *impeller* dengan 10 *main blade*

Variasi terakhir untuk jumlah *main blade* adalah *impeller* dengan 12 *main blade*. Bentuk dari *impeller* dengan 12 *main blade* ditunjukkan pada gambar 3.8 (a) dan (b).



Gambar 3.8. (a) Bentuk (b) Pola aliran udara pada *impeller* dengan 12 *main blade*

Pada *impeller* dengan 6 *main blade* udara dapat mengalir bebas dan tersebar rata (sekitar 55%-45%). Walaupun udara mengalir bebas dan tersebar rata, aliran udara di bagian bawah *main blade* relatif lebih kacau dibanding di bagian atas *main blade* karena adanya *vortex* pada bagian tersebut. *Vortex* ini merupakan akibat bentuk *leading edge* dari *main blade* yang membengkok dengan ekstrim dan jarak antar *main blade* yang lebar.

Pada *impeller* dengan 8 *main blade* udara mengalir bebas. Aliran udara di bagian bawah *main blade* relatif lebih rapi dibanding pada *impeller* dengan 6 *main blade*. Hal ini disebabkan karena ukuran *vortex* yang terjadi lebih kecil. Distribusi udara pada bagian atas dan bawah *main blade* juga cenderung lebih baik (hampir 50%-50%).

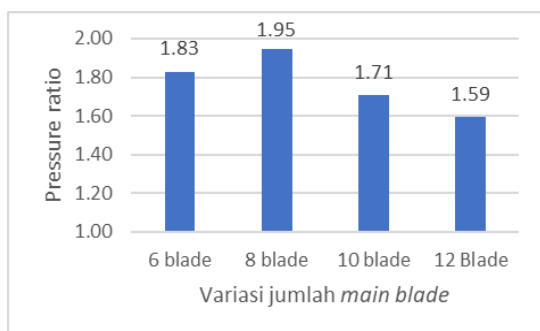
Pada *impeller* dengan 10 *main blade* udara lebih terpusatkan pada bagian atas *main blade*. *Vortex* yang terjadi pada *leading edge main blade* dan jarak antar *main blade* yang lebih kecil menyebabkan udara kesulitan untuk mengalir pada bagian bawah *main blade* sehingga distribusi udara tidak merata.

Aliran udara pada *impeller* dengan 12 *main blade* lebih tersebar merata. Meski begitu, ukuran *vortex* pada *leading edge* lebih besar dan jarak antar *main blade* yang lebih kecil dibanding pada *impeller* dengan 10 *main blade* menyebabkan aliran udara menuju *outlet* terhambat (*blockage*).

Tekanan udara hasil simulasi untuk variasi ukuran jumlah *main blade* ditunjukkan secara numerik pada tabel 4.2 dan gambar 3.9.

Tabel 4.2. Tekanan total pada *inlet* dan *outlet impeller* dengan modifikasi jumlah *main blade*

No	Blade	P _{in} (Pa)	P _{out} (Pa)	ΔP (Pa)
1	Standar Vista	34591.59	60587.92	25996.33
2	6 blade	35860.10	65585.61	29725.50
3	8 blade	32966.54	64150.73	31184.19
4	10 blade	37032.62	63181.27	26148.65
5	12 Blade	39658.98	63184.47	23525.50



Gambar 3.9. Grafik *pressure ratio* terhadap variasi jumlah *main blade*

4. Kesimpulan

Dari penelitian yang dilakukan, didapatkan kesimpulan antara lain:

- Panjang *splitter blade* terbaik untuk *impeller* kompresor *turbocharger* TD04-12T adalah 20% dari ukuran *main blade*, dengan konfigurasi 6 *main blade* dan 6 *splitter blade*. Modifikasi ini dapat menaikkan tekanan udara 4.3% lebih tinggi dari *impeller* standar.
- Jumlah *main blade* terbaik untuk *impeller* kompresor *turbocharger* TD04-12T adalah 8 *blade*, tanpa penambahan *splitter blade*. Modifikasi ini dapat menaikkan tekanan udara 19.96% lebih tinggi dari *impeller* standar.

5. Daftar Pustaka

1. Institute of Energy Research. (2015). Fossil Fuels. Retrieved 12 November, 2016, from <https://instituteofenergyresearch.org/topics/encyclopedia/fossil-fuels/>
2. Seralathan, S., & Chowdhury, D. R. (2013). *Modification of Centrifugal Impeller and Effect of Impeller Extended Shrouds on Centrifugal Compressor Performance*. Procedia Engineering, Vol.64, hal.1119-1128.
3. Zhu, X., Li, G., Jiang, W., & Fu, L. (2016). *Experimental and numerical investigation on*

application of half vane diffusers for centrifugal pump. International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol.79, hal.114–127.

4. Abdelmajid, C., Mohamed, S.A., & Boussad, B. (2013). *CFD Analysis of the Volute Geometry Effect on the Turbulent Air Flow through the Turbocharger Compressor*. Energy Procedia, Vol.36, hal.746-755.
5. Wang, T., Peng, C., & Wu, J. (2014). *Back Swept Angle Performance Analysis of Centrifugal Compressor*. MECHANIKA, Vol.20, hal.402-406.
6. Ariga, I. (1998). *The Effects of Impeller Exit Rake Angle on the Internal Flow of Centrifugal Impellers*.