

## Desain dan Analisis Kompresor Sentrifugal pada *Jet Engine* Menggunakan Metode CFD

B. Fathoni dan M.A. Bramantya\*

Departemen Teknik Mesin dan Industri, Fakultas Teknik, Universitas Gadjah Mada.  
Jl. Grafika No. 2, Kompleks UGM, Yogyakarta 55281, Indonesia  
E-mail: \*bramantya@ugm.ac.id

### Abstrak

Perkembangan dalam dunia penerbangan semakin pesat setiap tahunnya. Hal ini termasuk pada perkembangan pada *Unmanned Aerial Vehicle* (UAV). Salah satu perkembangan pada UAV yang dapat menjadi fokus dalam penelitian lebih lanjut adalah pada sistem propulsinya. UAV dapat menggunakan *jet engine* yang memiliki *thrust-to-weight ratio* yang lebih tinggi sehingga dapat menerbangkan UAV lebih efektif dengan dikembangkannya kompresor sentrifugal yang dipakai pada mesin jet berskala kecil, yang mana memiliki rasio kompresi lebih tinggi dengan hanya satu tingkat, sehingga menurunkan berat mesin keseluruhan. Penelitian ini diawali dengan mempelajari desain komponen kompresor sentrifugal satu tingkat, yakni *impeller* dan *diffuser*. Setelah itu, dibuat model 3D pada *software* permodelan 3D yang kemudian di-*mesh* pada software ANSYS. Model yang telah di-*mesh* ini kemudian disimulasikan pada software ANSYS CFX yang memiliki basis *Computational Fluid Dynamics*. Setelah itu, dilakukan validasi hasil simulasi dengan teori perhitungan sesuai rumus yang telah dipelajari. Metode simulasi yang telah valid dapat dilanjutkan untuk mengetahui efek membesarkan saluran *outlet* terhadap rasio tekanan, efisiensi, dan kecepatan outlet pada kompresor sentrifugal tersebut. Hasil yang telah didapatkan menunjukkan penurunan rasio tekanan, efisiensi jika melebihi besar *outlet* optimal, serta penurunan kecepatan outlet yang sebanding dengan besar *outlet diffuser*. Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan hasil terbaik pada *outlet* sebesar 1.25 kali *inlet* dengan rasio kompresi dan efisiensi tidak turun dengan kecepatan outlet yang lebih rendah.

**Kata kunci** : kompresor sentrifugal, kecepatan *outlet diffuser*, CFD

### Abstract

The development of aviation world has been steadily growing every year, including the development of Unmanned Aerial Vehicle (UAV). One development category worth focusing on further study on UAV is the propulsion system. With development reaching today, a jet engine with lower thrust-to-weight ratio is developed for UAV to use for effective flying performance. One of the reasons of higher thrust-to-weight ratio is the development of centrifugal compressors used in small scale jet engine with high compression ratio by only using single-stage centrifugal compressor with lighter overall weight. The research begins with the study of single-stage centrifugal compressor component: impeller and diffuser, followed by modelling with 3D modelling software. This model is meshed using ANSYS Software, then simulated with CFX ANSYS that has Computational Fluid Dynamics base. The study continues by comparing and validating simulation result with the available formulas in the theory. The valid result dan method of simulation is then continued to find out the effect of increasing outlet width to pressure ratio, efficiency, and outlet velocity of compressor centrifugal. The result shows lower pressure ratio and efficiency beyond optimum outlet diffuser width, as well as steady decrease of outlet diffuser velocity proportional to increasing outlet diffuser width. From the simulation done shows best result on outlet diffuser width 1.25 times bigger than inlet diffuser without decreasing of compression ratio and efficiency, accompanied with the decreasing outlet velocity.

**Keywords**: centrifugal compressor, outlet diffuser velocity, CFD.

## 1. PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi pada bidang UAV semakin meningkat setiap tahunnya, begitu pula dengan perkembangan pada bidang jet engine. Dengan perkembangan-perkembangan inilah, terdapat potensi untuk meningkatkan performa pada UAV agar memiliki thrust lebih baik, efisiensi lebih baik, dan biaya produksi lebih rendah. Banyak ketertarikan akan penggunaan turbin gas berskala kecil pada kendaraan darat pada beberapa tahun terakhir. *Turbojet engine* berskala kecil inilah yang mendapatkan perhatian lebih pada aplikasinya pada pesawat terbang *remote control* atau pada kendaraan udara tak berawak (*Unmanned Aerial Vehicles* atau UAV) karena rasio dorong terhadap berat mesin (*thrust-to-weight ratio*) yang besar.

Dikarenakan masih sedikitnya riset tentang *turbojet* berskala kecil, Benini<sup>[1]</sup> melakukan penelitian mengenai mini *turbojet* dengan ukuran kecil namun dengan *thrust* yang besar. Parameter-parameter yang harus dipenuhi adalah gaya dorong 200 N, rasio kompresi 2.66:1 pada putaran 60000 rpm, *direct-flow annular combustion chamber* dan turbin aksial dengan satu *stage* dengan temperatur *inlet* turbin 950K.

Penelitian ini lengkap mengenai desain, manufaktur serta operasionalnya pada setiap bagiannya. Penelitian mengenai tipe diffuser yang berbeda-beda telah dilakukan oleh Zhao<sup>[2]</sup>. Penelitian menggunakan mesin uji coba asli. Dalam penelitian tersebut digunakan RPM sebesar 20000, 25000 dan 30000. Ada 3 model yang digunakan pada penelitian ini, yakni *vaneless diffuser*, *vaned diffuser*, dan *low-solidity diffuser*. Hasil dari percobaan tersebut adalah bahwa pada *vaneless diffuser*, kompresor dapat bekerja pada laju aliran massa lebih tinggi. Sementara pada *vaned diffuser*, *operating range* berkurang namun dapat memberikan rasio tekanan dan efisiensi yang lebih baik daripada *vaneless diffuser*. Sementara itu, pada hasil perbandingan antara *vaned diffuser* dan *low solidity diffuser*, dapat dilihat bahwa *low solidity diffuser* memiliki performa lebih buruk daripada *vaned diffuser*. Hal ini dikarenakan pada *vaned diffuser*, *throat area* lebih kecil sesuai bentuk *vane* yang berupa *wedge* dan jumlah blade, dibandingkan dengan *low solidity diffuser* yang menggunakan bentuk airfoil dan *throat area* yang lebih besar.

Hasil-hasil penelitian terdahulu inilah yang menjadi landasan penelitian yang akan dilakukan pada penelitian kali ini, yang akan menggunakan *diffuser* tipe *vaned diffuser* untuk mendapatkan hasil optimal. Sementara pada variabel, akan dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh besar outlet diffuser terhadap performa keseluruhan kompresor. Penelitian ini akan membatasi kecepatan pada maksimal 90 m/s mengikuti analisis Saravanamuttoo<sup>[3]</sup>.

## 2. METODE PENELITIAN

### 2.1. Desain *Impeller* dan Diffuser

Pada penelitian ini RPM yang digunakan adalah 70000 RPM. Tipe *impeller* akan digunakan *radial* (sudut 0 derajat). Desain *diffuser* akan sama pada seluruh percobaan, dengan variasi berupa diameter outlet. Spesifikasi yang digunakan simulasi ditunjukkan oleh Tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi model kompresor

Dimensi	Simbol	Besar	Satuan
Diameter luar mulut kompresor	$d_1$	74	mm
Diameter luar kompresor	$d_2$	100	mm
Diameter dalam mulut kompresor	$b_1$	30	mm
Diameter shaft	$d_s$	15	mm
Jumlah sudu	$z_b$	10	buah
Jumlah sudu splitter	$z_s$	10	buah
Kemiringan sudu	$\beta_2$	0	derajat
Besar inlet diffuser	$b_2$	7	mm
Vaneless Diameter	$d_3$	169	mm
Besar outlet difuser	t	7/8,75/10,5/14	mm
Diameter luar diffuser	$d_4$	183/186.5/190/197	mm
Jumlah deswirl blade	$z_n$	40	buah

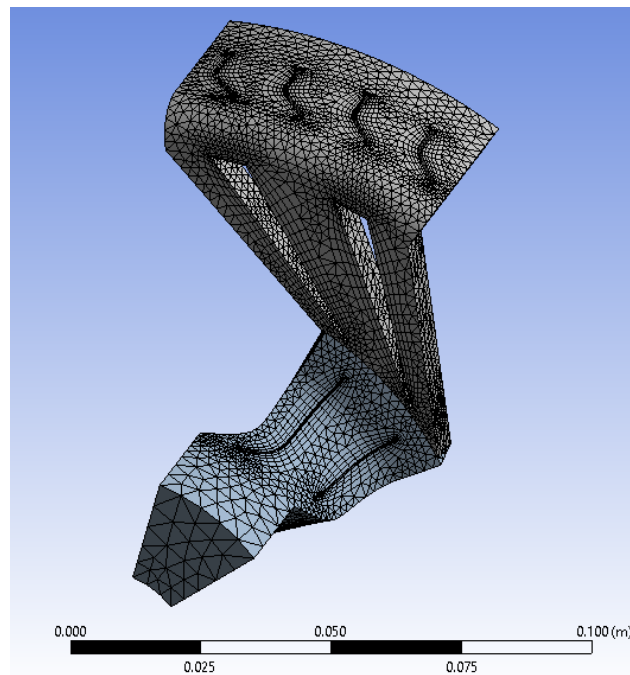
Variasi yang dilakukan adalah pada laju aliran massa dan besar outlet vane, yang dapat dilihat pada Tabel 2 berikut:

Tabel 2. Variasi outlet vane

No.	RPM (rev/min)	Outlet (mm)	Laju Aliran Massa (kg/s)
1	70000	7	0,53
2		7	0,73
3		7	0,93
4		8,75	0,53
5		8,75	0,73
6		8,75	0,93
7		10,5	0,53
8		10,5	0,73
9		10,5	0,93
10		14	0,53
11		14	0,73
12		14	0,93

## 2.2. Simulasi dengan ANSYS CFX

Mesh Tetrahedral dipilih karena bentuknya yang dapat lebih mudah merepresentasikan objek kompleks. Keseluruhan model terkecil memiliki total elemen sebesar 830600 dan 274970 titik-titik nodes. Untuk memudahkan konvergensi dalam simulasi, kompresor dibagi menjadi 1/10 bagian dengan masing-masing total elemen 83060 dan 27497 titik-titik nodes. Ukuran mesh dipilih paling kecil sebesar 0,0009 meter. Gambar 1 menunjukkan model mesh, sementara Gambar 2 menunjukkan statistik mesh tersebut.

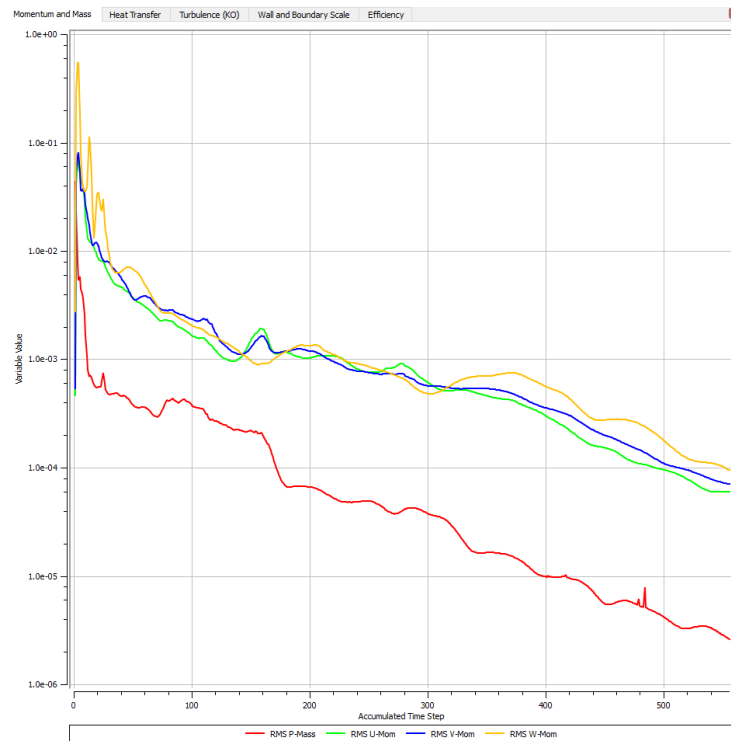


Gambar 1. Mesh tetrahedron pada MRF impeller dan diffuser

Statistics	
Nodes	27497
Elements	83060

Gambar 2. Statistik *Nodes* dan *Elements* pada model kompresor

CFX Solver menggunakan *Analysis Type* berupa *Steady State*, karena simulasi diasumsikan dalam kondisi tersebut. Model disimulasikan hingga konvergen, yakni saat perbedaan hasil perhitungan antara 2 iterasi terbaru tidak berbeda secara signifikan. Kriteria konvergensi adalah residual yang mengikuti *default* Ansys, yang memiliki nilai sebesar 0,0001.



Gambar 3. Grafik Perhitungan Residual

### 2.3. Menentukan Gaya Dorong

Untuk menghitung daya dorong dapat merujuk rumus turunan dari analisis oleh Mattingly[4]. Pertama-tama, menghitung kecepatan udara pada temperatur ambien:

$$a_0 = \sqrt{\gamma_c R_c g_c T_0} \tag{1}$$

Dengan:

$$R_c = \frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} c_{pc} \tag{2}$$

Kemudian, untuk menghitung mach number pada inlet kompresor, pertama-tama perlu diketahui kecepatan masuk *inlet*:

$$\dot{m}_0 = \rho_0 \times A_0 \times V_0 \tag{3}$$

Selanjutnya, dicari masing-masing rasio temperatur yang relevan:

$$\tau_r = 1 + \frac{\gamma_c - 1}{2} M_0^2 \tag{4}$$

$$\tau_\lambda = \frac{c_{pt}T_{t4}}{c_{pc}T_0} \quad (5)$$

$$\tau_c = \pi_c^{(\gamma_c-1)/\gamma_c e_c} \quad (6)$$

Lalu, menghitung AFR *burner*:

$$f = \frac{\tau_\lambda - \tau_r \tau_c}{\left(\frac{\eta_{bhpR}}{c_{pc}T_0}\right)^{-\tau_\lambda}} \quad (7)$$

Sehingga didapatkan:

$$\tau_t = 1 - \frac{1}{\eta_m(1+f)} \frac{\tau_r}{\tau_\lambda} (\tau_c - 1) \quad (8)$$

Maka dengan menurunkan rumus gaya dorong dapat diketahui gaya dorong per satuan laju aliran massa, yaitu:

$$\frac{F}{\dot{m}_0} = \frac{a_0}{g_c} \left[ \left( \sqrt{\frac{2}{\gamma_t - 1} \frac{\tau_\lambda}{\tau_t \tau_c} (\tau_r \tau_t \tau_c - 1)} \right) - M_0 \right] \quad (9)$$

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1. Hasil Perhitungan Gaya Dorong

Hasil dari perhitungan dari persamaan (1) hingga persamaan (9) pada setiap variasi menghasilkan gaya dorong yang dapat diringkas pada tabel berikut:

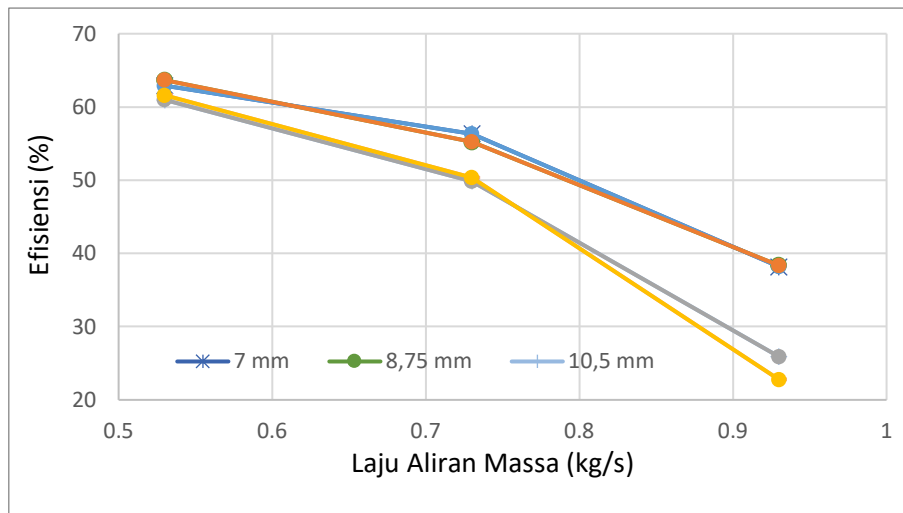
Tabel 3. Hasil perhitungan gaya dorong dari hasil simulasi

No.	Outlet (mm)	Laju Aliran Massa (kg/s)	Gaya Dorong (N)
1	7	0,53	347,29
2	7	0,73	452,74
3	7	0,93	510,76
4	8	0,53	348,49
5	8	0,73	458,54
6	8	0,93	511,10
7	10	0,53	344,78
8	10	0,73	441,51
9	10	0,93	510,76
10	14	0,53	343,29
11	14	0,73	441,88
12	14	0,93	415,92

Hasil perhitungan inilah yang akan memberikan perkiraan gaya dorong yang dapat dihasilkan menggunakan kompresor ini. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa kompresor ini dapat digunakan untuk memberikan gaya dorong maksimal sebesar kira-kira 340-510 N saat menggunakan ruang bakar dan rotor turbin pada analisis parametrik.

Pada tabel tersebut juga menunjukkan peningkatan gaya dorong yang tidak efektif. Hal ini dikarenakan bentuk udara yang semakin turbulen pada laju aliran massa tinggi sehingga meningkatkan kerugian aliran yang menyebabkan efisiensi menurun.

### 3.2. Hasil Simulasi

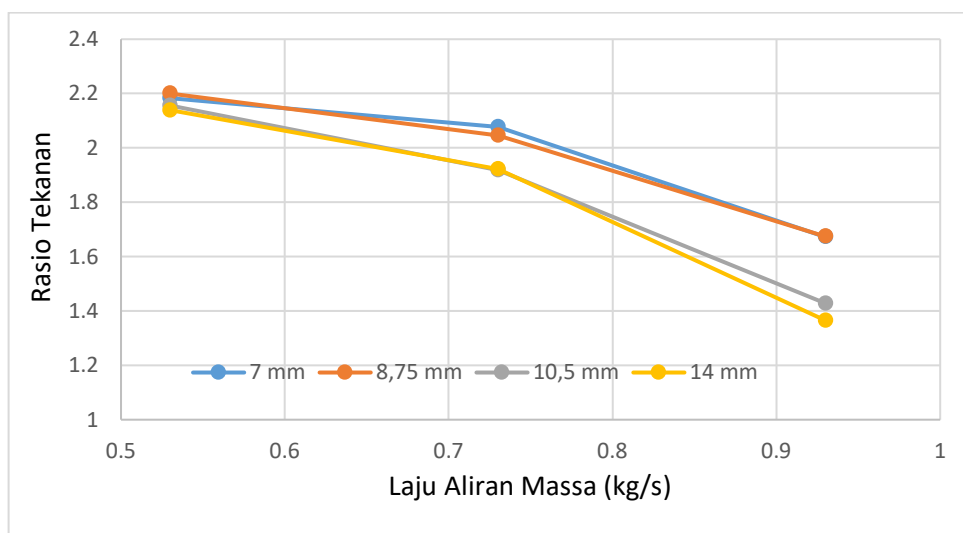


Gambar 4. Kurva Laju Aliran Massa vs Efisiensi

Pada grafik di atas, terlihat bahwa efisiensi kompresor menurun seiring dengan besarnya diameter *outlet diffuser*. Namun, penurunan efisiensi tidak berbanding lurus dengan besarnya *outlet diffuser*. Hal ini dikarenakan kecepatan udara yang dihasilkan oleh *impeller* tinggi sehingga geometri *diffuser* memiliki pengaruh besar terhadap aliran yang terbentuk.

Pada laju aliran massa 0,53 kg/s, efisiensi antara keempat diameter outlet tidak terlalu jauh perbedaannya. Namun, pada laju aliran massa yang lebih tinggi, di kedua grafik tersebut antara 8,75 mm dan 10,5 mm terdapat penurunan besar pada efisiensi. Sementara itu diantara diameter 10,5 mm dan 14 mm tidak terlalu banyak perbedaan. Hal ini dikarenakan pada diameter 7 mm dan 8,75 mm, gas dapat mengalir dengan lancar dengan sedikit turbulensi, sementara pada 10,5 mm dan 14 mm turbulensinya besar yang membuat efisiensi berkurang secara signifikan.

Ketika laju aliran massa ditambah, efisiensi berkurang drastis hingga mencapai 23%. Hal ini dikarenakan *impeller* yang tidak berubah sehingga tekanan dan kecepatan yang diberikan terhadap udara pun tidak bertambah. Sementara itu bentuk udara yang turbulen menghalangi aliran untuk mengalir secara lancar yang juga mengurangi efisiensi kompresor.



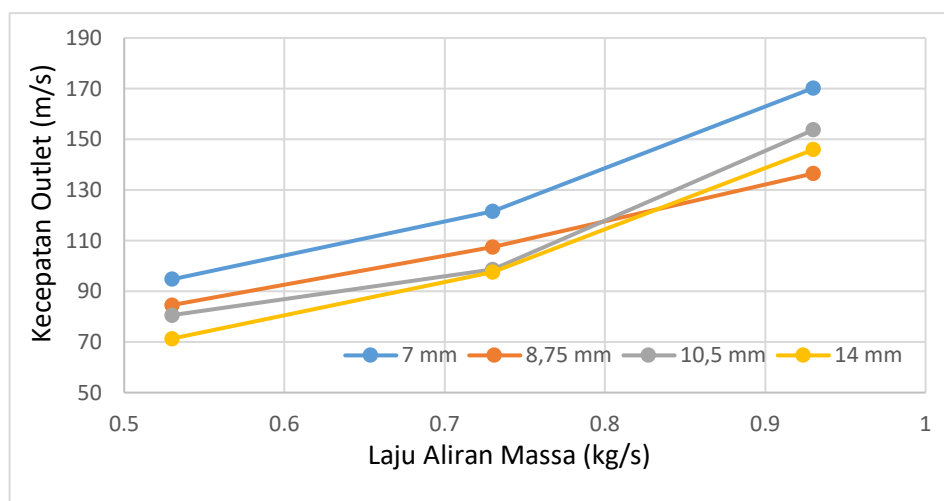
Gambar 5. Kurva Laju Aliran Massa vs Rasio Tekanan

Pada rasio tekanan, semakin besar diameter *outlet diffuser* juga mengakibatkan penurunan tekanan pada kompresor. Sama seperti grafik efisiensi, penurunan yang tidak merata ini juga dikarenakan kecepatan yang

dihasilkan oleh *impeller* tinggi yang memengaruhi bentuk aliran, sehingga mengakibatkan *pressure recovery* tergantung pada geometri *diffuser*.

Untuk rasio tekanan, kurva yang dihasilkan mirip dengan kurva pada efisiensi, namun perbedaan data tidak sebesar perbedaan pada kurva tersebut. Hal ini dikarenakan efisiensi juga mempengaruhi tekanan yang dihasilkan pada outlet *diffuser*, serta temperatur *outlet* yang tidak berubah secara signifikan. Semakin besar *outlet diffuser*, semakin kecil rasio tekanan. Hal ini sesuai dengan korelasi antara volume dan tekanan, dimana dengan membesarnya *outlet diffuser* akan mengakibatkan ekspansi udara yang membuat tekanan berkurang. Namun perlu diperhatikan bahwa perbedaan rasio tekanan antara 7 mm dan 8,75 mm tidak jauh berbeda dikarenakan perbedaan *outlet* tidak menurunkan tekanan secara signifikan. Sementara pada *outlet* 10,5 mm dan 14 mm juga sedikit perbedaannya, karena dengan kecepatan udara yang dihasilkan, udara tidak akan memenuhi seluruh volume dengan merata sehingga menimbulkan jalur udara.

Rasio tekanan pada laju aliran massa rendah juga tidak banyak perbedaan, namun pada laju aliran massa tinggi rasio tekanan turun secara drastis. Hal ini juga dikarenakan *impeller* yang tidak berubah sehingga tekanan pada laju aliran massa tersebut juga berkurang. Bentuk udara yang turbulen yang dihasilkan juga menurunkan tekanan secara signifikan.



Gambar 6. Kurva Laju Aliran Massa vs Kecepatan Outlet

Sementara pada kecepatan outlet, dapat dilihat bahwa semakin besar diameter *outlet*, semakin kecil nilai kecepatan yang dihasilkan. Penurunan kecepatan berbanding lurus pada laju aliran massa rendah. Hal ini dikarenakan peningkatan volume *outlet diffuser* dengan laju aliran massa yang sama mengakibatkan penurunan kecepatan sesuai dengan persamaan kontinuitas.

Kecepatan outlet menurun secara gradual pada laju aliran massa sebesar 0,53 kg/s. Namun pada laju aliran massa 0,73 kg/s, terlihat bahwa antara diameter outlet 10,5 mm dan 14 mm memiliki nilai yang tidak jauh berbeda. Hal ini dikarenakan semakin besar laju aliran massa mengakibatkan udara memampat pada dinding luar *diffuser*. Perbedaan ini lebih jelas terlihat pada laju aliran massa 0,93 kg/s, yang mana *diffuser* dengan *outlet* 8,75 mm dapat menurunkan kecepatan aliran lebih rendah daripada *outlet diffuser* yang lebih besar. Hal ini dikarenakan besar *outlet diffuser* ini dapat mengalirkan udara lebih lancar daripada *outlet* yang lebih besar, sehingga *Outlet diffuser* ini lebih efektif dalam mengalirkan udara sehingga kecepatan udara lebih kecil.

Kecepatan pada *outlet diffuser* 7 mm juga melebihi batas yang diizinkan (90 m/s) sehingga tipe *outlet diffuser* yang memenuhi batas kecepatan ini adalah tipe *outlet* yang memiliki diameter lebih dari 7 mm pada 0,53 kg/s.

#### 4. KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Analisis pada pengaruh variasi *outlet* terhadap rasio tekanan dan kecepatan *outlet* memberikan hasil:
  - a. Perbedaan dalam rasio tekanan dan efisiensi tidak jauh berbeda pada laju aliran massa yang rendah. Hal ini karena tidak adanya perbedaan desain kecuali pada diameter *outlet*.
  - b. *Outlet diffuser* memiliki desain sedikit lebih besar daripada *inlet diffuser*, dapat memberikan penurunan kecepatan menuju burner tanpa banyak mengurangi efisiensi dan rasio tekanan.

- c. Semakin besar diameter outlet melebihi besar optimal, maka efisiensi semakin berkurang pada laju aliran massa yang tinggi. Begitu pula dengan rasio tekanan, yang mana juga akan semakin kecil dengan besarnya *diameter outlet*.

Variasi *outlet* yang sesuai adalah pada besar *outlet* 8,75 dan laju aliran massa sebesar 0,53 kg/s, yang memberikan hasil berupa rasio tekanan 2,18 dan kecepatan *outlet* keluar kurang dari 90 m/s.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- Anderson, J. D., New York. *Fundamentals of Aerodynamics*. 5th ed. 2007: McGraw-Hill.
- Ansys. 2017. *Fluent Tutorial Guide* Canonsburg, PA: Ansys.
- Aungier, R. H., *Centrifugal compressors – A strategy for aerodynamic design and analysis*. New York: ASME Press; 2000.
- Benini, E., Giacometti, S., 2007. Design, Manufacturing and Operation of a Small Turbojet-engine for Research Purposes, *Applied Energy*, Vol. 84, pp. 1102–1116.
- Braembussche, R. V., *Design and Analysis of Centrifugal Compressors*. West Sussex: ASME Press; 2019
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., 2006, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th edition, McGraw-Hill, New York.
- Fadilah, P.A., Erawan, D. F., 2018. Small centrifugal compressor performance trend prediction based on computational fluid dynamic, *Journal of Physics: Conference Series*. 1130 012029
- Farokhi, S., 2014. *Aircraft propulsion*. John Wiley & Sons.
- Guo, S. dkk., 2014. Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine, *Aerospace Science and Technology (2014)*. Vol. 88 p. 414-425
- Hünecke, K., 1997. *Jet engines*. Motorbooks International.
- Jie, C., Guoping, H., 2009. Redesign of an 11 cm-diameter Micro Diffuser, *Chinese Journal of Aeronautics (2010)* Vol. 23 p. 298-305
- Kmecl, T. dkk., 1999. Optimization of a Vaned Diffuser Geometry for Radial Compressors, *American Society of Mechanical Engineers*
- Mattingly, J. D., 2005, *Elements of Gas Turbine Propulsion*, 6th Edition, Tata McGraw-Hill, New York.
- Saravanamuttoo, H.I.H., Cohen, H., Rogers, G.F.C., 1996, *Gas Turbine Theory*, 4th Edition, Longman Group Limited, Essex.
- Schreckling, K., 1994. *Gas Turbines for Model Aircraft*. Traplet Publications.
- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., 2007. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson education.
- Viholainen, J. dkk., 2015. Centrifugal compressor efficiency improvement and its environmental impact in waste water treatment, *Energy Conversion and Management, Elsevier*
- Villiers, L. D. B., 2014, *Design of a Centrifugal Compressor for Application in Micro Gas Turbines*, Stellenbosch University.
- Xiang, J. dkk., 2016. Study of KJ-66 micro gas turbine compressor: Steady and unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes approach, *Proc IMechE Part G: Journal of Aerospace Engineering* p. 1-14.
- Zhao, H., 2019. Experiment study of vaned diffuser effects on overall performance and flow field of a centrifugal compressor, *IOP Conference Series: Earth Environment Science*. 310 032043.