

Perbandingan Model Turbulen Spalart-Allmaras dan Reynolds Stress Model pada Analisis Efisiensi dan Rugi Tekanan Siklon

(The Comparison of Turbulence Models, Spalart-Allmaras and Reynolds Stress Model on Analysis of Efficiency and Cyclone Pressure Drop)

NOVI CAROKO, SUYITNO

ABSTRACT

Two different turbulence models, i.e. Spalart Allmaras (SA) and Reynolds stress model (RSM) are used as turbulence model in the cyclone investigation via numerical simulation. The appropriate turbulence model is key parameter on the analysis of cyclone performance. The cyclone has a characteristic diameter of 30 cm. Four different inlet gas velocities, i.e. 13.6 m/s, 14.7 m/s, 16.3 m/s, and 17.8 m/s are simulated in FLUENT. It is found that the particle separation efficiency is higher 90% for all inlet gas velocities variation when RSM is used as turbulence model. The pressure drop is increasing linearly with the inlet gas velocity. The utilization of RSM can give better result of efficiency and pressure drop than SA turbulence model.

Keywords: Cyclone, CFD, Spalart Allmaras Model, RSM, Turbulence

PENDAHULUAN

Sebagian besar aliran dalam peralatan industri tergolong turbulen, tak terkecuali mesin siklon. Aliran turbulen merupakan aliran yang kompleks dan selalu berubah terhadap ruang dan waktu. Aliran turbulen terjadi jika gaya inersia mampu mengalahkan gaya viskos dari aliran. Secara sederhana, aliran turbulen dicirikan oleh tingginya bilangan Reynolds. Untuk aliran dalam (*internal flow*) pipa misalnya, aliran akan menjadi turbulen pada saat bilangan Reynolds-nya melebihi 2300.

Dalam simulasi numerik, pemecahan aliran turbulen secara langsung memerlukan grid yang sangat kecil. Metode perhitungan turbulen secara langsung (DNS, *direct numerical simulation*) sampai saat ini masih terkendala pada kemampuan komputer. Untuk menjembatani kendala tersebut, maka pemecahan aliran turbulen dilakukan dengan melakukan pemodelan. Persoalannya kemudian adalah tidak ada model turbulen yang unjuk kerjanya maksimal untuk semua jenis aliran (Hanjalic, 2005). Ada batasan-batasan yang membuat model turbulen tertentu lebih sesuai untuk kondisi aliran tertentu. Termasuk di dalamnya adalah analisis aliran

turbulen dalam siklon. Model turbulen apa yang lebih sesuai untuk menggambarkan aliran dalam siklon perlu diteliti lebih lanjut.

Dua model turbulen yaitu Spalart-Allmaras (dari kelompok satu persamaan) dan *Reynolds stress model* (RSM, dari kelompok dua persamaan) perlu diteliti dalam aliran mesin siklon. Mesin siklon yang unjuk kerjanya tinggi dapat dilihat pada rugi tekanannya yang rendah dan efisiensi pemisahan partikelnya yang tinggi. Kedua parameter tersebut perlu diteliti bersama-sama dengan kedua model turbulen tersebut untuk memperoleh desain mesin siklon yang mempunyai unjuk kerja yang tinggi. Penelitian dilakukan secara simulasi CFD (*computational fluid dynamic*) dengan perangkat lunak FLUENT.

MODEL TURBULEN

Implementasi model turbulen dalam analisa numerik menghasilkan banyak sekali pendekatan. Terdapat 3 pendekatan utama dalam pemodelan turbulen sampai tahun terakhir (Rodi, 1980; Hanjalic, 2005), yaitu RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*), LES (*Large Eddy Simulation*) dan DNS (*Direct Numeric Simulation*).

Turunan dari model RANS adalah EVM (*Eddy Viscosity Model*) dan RSM (*Reynolds Stress Models*). EVM juga mempunyai turunan dari *Zero Equation Model*, *Half Equation Model*, *One Equation Model*, dan *Two Equation Model*. *Two Equation Model* mempunyai turunan k-ε model, k-ω model, k-τ model dan v²-f model. k-ε model mempunyai turunan *k-ε standard model*, *RNG k-ε model* dan *Realizable k-ε model*. Spalart-Allmaras (SA) model merupakan salah satu dari *one equation model*. Pada pembahasan kali ini hanya dibatasi pada model turbulen SA dan RNG k-ε.

Model Turbulen Spalart-Allmaras

Model Spalart-Allmaras (SA) merupakan model turbulen yang sederhana karena tidak perlu menghitung skala panjang (*length scale*). SA efektif untuk memodelkan turbulen pada bilangan Re yang rendah. Karena kesederhanaannya, model SA perlu dicermati pada saat skala panjang dari aliran berubah secara tiba-tiba, misalnya persoalan aliran di sekitar lapisan batas dan di dekat dinding.

Persamaan yang terlibat dalam model Spalart-Allmaras dapat dilihat pada Persamaan 1 sampai 9 (Fluent, 2005).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{v} u_i) = \underbrace{C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{v}}_{\text{production}} + \frac{1}{\sigma_p} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \rho \tilde{v} \right) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right) + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - \underbrace{C_{w1} \rho f_w \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2}_{\text{destruction}} + S_v \quad (1)$$

dengan σ_p , C_{b1} dan C_{b2} adalah konstanta. ν adalah viskositas kinematik molekular. S_v adalah sumber yang didefinisikan oleh pengguna.

$$\mu_t = \rho \tilde{v} f_{v1} \quad (2)$$

dengan f_{v1} adalah fungsi redaman viskos.

$$f_{v1} = \frac{\left(\frac{\tilde{v}}{\nu} \right)^3}{\left(\frac{\tilde{v}}{\nu} \right)^3 + C_{v1}^3} \quad (3)$$

$$\tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d^2} \left(1 - \frac{\left(\frac{\tilde{v}}{\nu} \right)}{1 + \left(\frac{\tilde{v}}{\nu} \right) f_{v1}} \right) \quad (4)$$

dengan d adalah jarak dari dinding. S adalah ukuran skalar dari tensor deformasi.

$$S \equiv \sqrt{2 \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (5)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

$$f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6} \quad (7)$$

$$g = \frac{\tilde{v}}{\tilde{S} \kappa^2 d^2} + C_{w2} \left\{ \left(\frac{\tilde{v}}{\tilde{S} \kappa^2 d^2} \right)^6 - \left(\frac{\tilde{v}}{\tilde{S} \kappa^2 d^2} \right) \right\} \quad (8)$$

Konstanta yang digunakan dalam persamaan model Spalart dan Allmaras (persamaan 1 - 9) adalah:

$$\begin{aligned} C_{b1} &= 0,1355, & C_{b2} &= 0,622, & \sigma_p &= \frac{2}{3}, \\ C_{v1} &= 7,1 & C_{w1} &= \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma_p}, \\ C_{w2} &= 0,3, & C_{w3} &= 2,0, & \kappa &= 0,4187 \end{aligned}$$

Model Turbulen RSM (*Reynolds Stress Model*)

Model RSM menggunakan pendekatan Reynolds stress untuk masing-masing komponen vektor, $\overline{u_i u_j}$ dengan menggunakan persamaan *transport* untuk masing-masingnya (Fluent, 2005).

$$\frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial t} + \underbrace{U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k}}_{C_{ij} = \text{konveksi}} = - \underbrace{\left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij}} - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\underbrace{\overline{u_i u_j u_k}}_{D_{ij}^I} + \underbrace{\frac{p}{\rho} (u_i \delta_{jk} + u_j \delta_{ik})}_{D_{ij}^P} - \underbrace{v \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k}}_{D_{ij}^V} \right] \tag{9}$$

$$+ \underbrace{\frac{p}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij}} - 2\nu \underbrace{\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} \right)}_{\varepsilon_{ij}}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{2} (P_{ii} + G_{ii}) - \rho \varepsilon \left(1 + \underbrace{\frac{2M_t^2}{\text{compressibility}}}_{\text{compressibility}} \right) \tag{10}$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{1}{2} (P_{ii} + C_{\varepsilon 3} G_{ii}) \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

dengan (11)

$$\sigma_\varepsilon = 1,0 \quad C_{\varepsilon 1} = 1,44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92 \quad C_{\varepsilon 3} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \tag{12}$$

$$\mu_t = \rho \underbrace{C_\mu}_{=0,09} \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{13}$$

Pada model turbulen RSM, Reynolds stress dalam RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) dicari dari tegangan normal untuk setiap komponen (u^2, v^2, w^2, uv, uw and vw). Dengan diperhitungkannya persamaan tegangan Reynolds untuk setiap komponen menunjukkan bahwa RSM mengakomodir adanya *anisotropy* dari turbulen yang mempunyai pengaruh penting pada aliran utama.

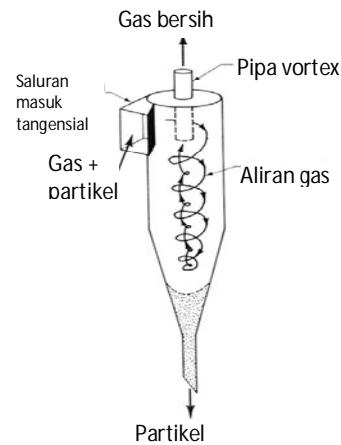
Energi kinetik turbulen dinyatakan dalam persamaan 10 – 12 sedangkan viskositas turbulen dinyatakan dalam persamaan 13 (Fluent, 2005).

Prinsip Kerja Mesin Siklon

Prinsip kerja dari mesin siklon (Gambar 1) adalah terdapatnya kumpulan partikel dan gas yang masuk dalam arah tangensial ke dalam siklon pada bagian puncaknya. Kumpulan gas dan partikel ditekan ke bawah secara spiral karena bentuk dari siklon. Gaya sentrifugal dan gaya inersia menyebabkan partikel terlempar ke arah luar, membentur dinding dan kemudian bergerak turun ke dasar siklon. Dekat dengan bagian dasar siklon, gas bergerak membalik dan bergerak ke atas dalam bentuk spiral yang lebih kecil. Gas yang bersih keluar dari bagian puncak siklon sedangkan partikel keluar dari dasar siklon.

Siklon sering digambarkan sebagai peralatan dengan efisiensi rendah. Namun dalam

perkembangannya, tercatat, siklon mampu menghasilkan efisiensi 98% bahkan lebih untuk partikel yang lebih besar dari 5 μm (Cooper, *et al.*, 1986). Efisiensi lebih dari 98% juga tercatat pada siklon untuk partikel yang diameternya lebih dari 346 μm (Funk, P.A., *et al.*, 2000).



GAMBAR 1. Prinsip kerja siklon

METODE PENELITIAN

Metode untuk meneliti perbandingan model turbulen SA dan RSM pada prestasi mesin siklon dilakukan secara perhitungan numerik. Analisa numerik dilakukan dengan bantuan perangkat lunak FLUENT. Metode diskretisasi

yang dipilih adalah implisit orde satu. Partikel dihitung dengan menggunakan metode Euler Lagrangian. Perhitungan persamaan kekekalan massa dan kekekalan momentum dihitung secara bertahap (*segregated*).

Dimensi mesin siklon yang diteliti mempunyai diameter karakteristik 30 cm. Gemoteri dan mesh dari mesin siklon yang diteliti dapat dilihat pada Gambar 2 dan Gambar 3. Analisis ayak dari partikel dapat dilihat pada Tabel 1.

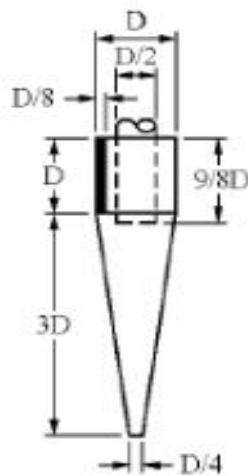
Simulasi CFD dilakukan untuk kecepatan aliran masuk yang berbeda yaitu 13,6 m/s, 14,7 m/s, 16,3 m/s dan 17,8 m/s. Analisis setelah simulasi CFD dilakukan untuk menghitung efisiensi pemisahan partikel dan rugi tekanan dalam mesin siklon. Hasil analisis kemudian

dibandingkan dengan hasil eksperimen dari Funk, P.A., *et al.*, 2000.

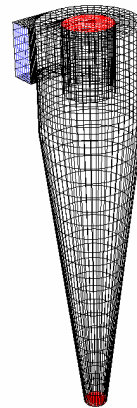
TABEL 1. Analisa ayak partikel yang masuk siklon

Sieve	Ukuran (μm)	Fraksi Massa (%)
12	> 1679	1,3
100	> 149	56,4
140	> 106	5,5
200	> 75	5,2
270	> 53	6,4
400	> 37	5,7
	< 37	19,4

SUMBER: Funk et al., 2000



GAMBAR 2. Dimensi mesin siklon ($D = 30\text{cm}$)



GAMBAR 3. Mesh mesin siklon yang diteliti

ANALISIS DAN PEMBAHASAN

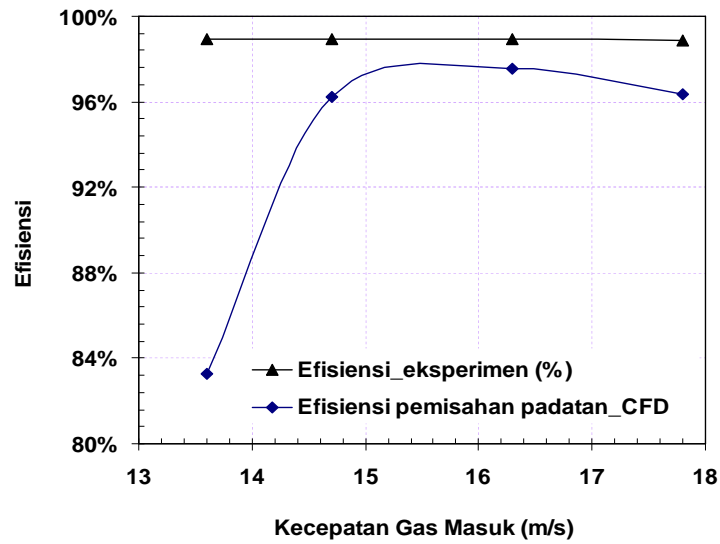
1. Analisis Model Turbulen Spalart-Allmaras (SA)

Model turbulen SA dikembangkan untuk analisis pada aliran turbulen yang terikat dengan dinding (*wall bounded*). Model ini awalnya dikembangkan pada kasus aerodinamik aliran luar. Keuntungan dari model turbulen SA adalah lebih sederhana dibandingkan model turbulen dua persamaan ($k-\varepsilon$) maupun model RSM.

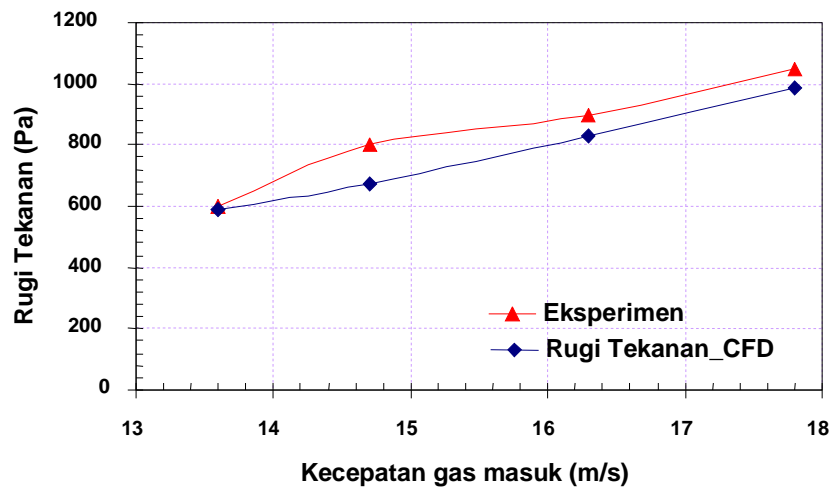
Pada aplikasi mesin siklon, model turbulen SA menghasilkan efisiensi pemisahan partikel yang meningkat seiring dengan naiknya kecepatan gas masuk seperti terlihat pada Gambar 4.

Pada kecepatan rendah, efisiensi pemisahan yang terjadi sekitar 83% dan jauh di bawah hasil eksperimen sebesar 98%. Pada kecepatan yang lebih tinggi efisiensi pemisahan partikel mendekati hasil dari eksperimen dan setelah 17,8 m/s, efisiensi pemisahan partikel mengalami penurunan.

Penerapan model turbulen SA pada mesin siklon menghasilkan rugi tekanan yang meningkat secara linier seiring dengan naiknya laju aliran gas. Hubungan antara rugi tekanan dengan kecepatan gas masuk dapat dilihat pada **Error! Reference source not found..** Pemodelan mesin siklon dengan model turbulen SA dapat memberikan hasil yang cukup baik. Perbedaan rugi tekanan hasil simulasi CFD model turbulen SA dengan rugi tekanan hasil eksperimen berada pada kisaran -1,5 sampai -16% seperti terlihat pada Tabel 2.



GAMBAR 4. Efisiensi pemisahan partikel terhadap kecepatan gas masuk mesin siklon dengan model turbulen SA



GAMBAR 5. Rugi tekanan terhadap kecepatan gas masuk pada mesin siklon dengan model turbulen SA

TABEL 2. Perbedaan rugi tekanan (Pa) hasil simulasi CFD model turbulen SA dengan rugi tekanan hasil eksperimen

Kondisi	Kecepatan (m/s)			
	13.6	14.7	16.3	17.8
P_statis Maksimum	539.0	624.3	767.6	915.3
P_statis Minimum	-51.9	-49.1	-61.0	-72.3
Rugi Tekanan_CFD	590.9	673.4	828.5	987.6
Perbedaan dengan eksperimen	-1.5%	-15.8%	-7.9%	-5.9%

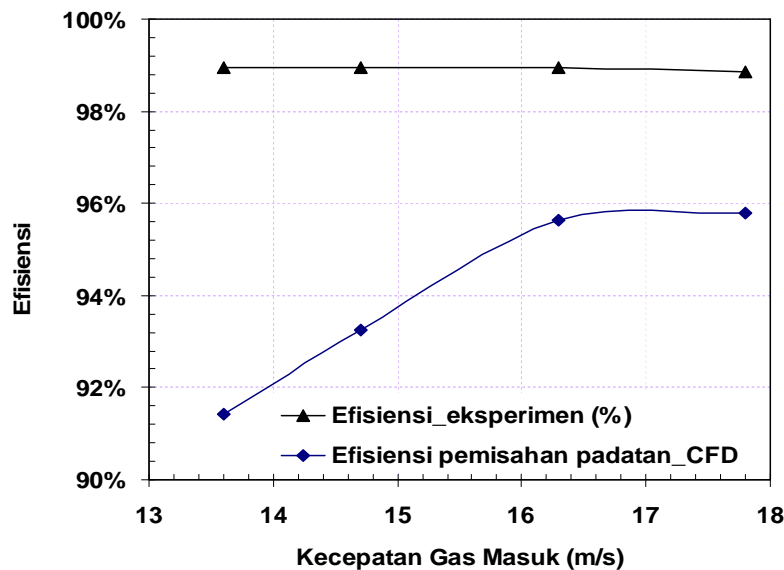
2. Analisis Model Turbulen RSM.

Model turbulen RSM merupakan satu keluarga dengan model turbulen $k-\varepsilon$ dimana keduanya berasal dari model turbulen dua persamaan. Perbedaan utama antara model turbulen $k-\varepsilon$ dengan model turbulen RSM terletak pada asumsinya. Pada model turbulen $k-\varepsilon$, tegangan Reynolds diasumsikan sama untuk kesemua arah (*isotropic*) sementara pada model turbulen RSM, tegangan Reynolds untuk semua arah akan dihitung untuk setiap komponen (*anisotropic*).

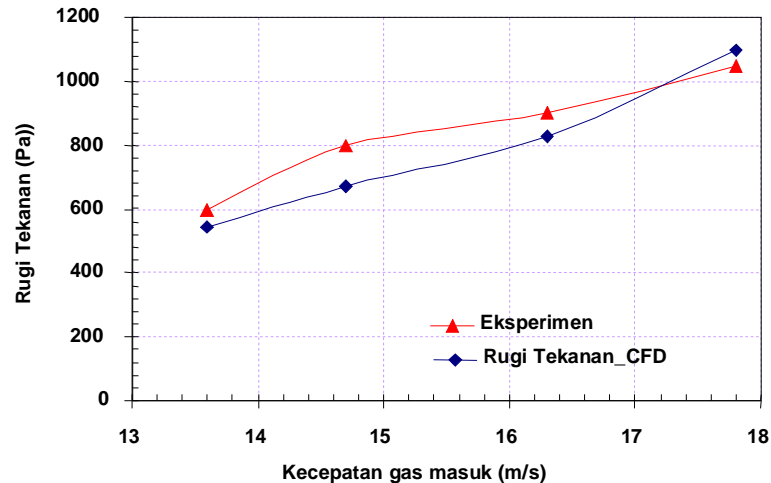
Pada aplikasi mesin siklon, kecenderungan efisiensi pemisahan partikel pada mesin siklon dengan model turbulen RSM berlawanan dengan kecenderungan efisiensi pemisahan partikel hasil eksperimen. Seperti terlihat pada **Error! Reference source not found.**, dari hasil eksperimen terlihat bahwa ada sedikit peningkatan efisiensi pemisahan partikel dan baru kemudian terjadi sedikit penurunan seiring dengan meningkatnya kecepatan gas masuk. Sementara itu pada hasil simulasi CFD dengan model turbulen RSM menunjukkan kecenderungan yang sebaliknya, yaitu menurun kemudian meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan gas masuk. Dari

Gambar 4 **Error! Reference source not found.** dan Gambar 6 terlihat bahwa efisiensi pemisahan partikel dengan menggunakan model turbulen RSM lebih baik dibandingkan dengan menggunakan model turbulen SA karena hasilnya lebih dekat dengan hasil eksperimen.

Penerapan model turbulen RSM pada mesin siklon juga menghasilkan rugi tekanan yang meningkat seiring dengan naiknya laju aliran gas. Hubungan antara rugi tekanan dengan kecepatan gas masuk dapat dilihat pada Gambar 7. Pemodelan mesin siklon dengan model turbulen RSM dapat memberikan hasil yang cukup baik. Perbedaan rugi tekanan hasil simulasi CFD model turbulen RSM dengan rugi tekanan hasil eksperimen berada pada kisaran 4% sampai -16% seperti terlihat pada Tabel 3. Dari Tabel 2 dan Tabel 3 terlihat bahwa hasil perhitungan rugi tekanan mesin siklon dengan menggunakan model turbulen RSM lebih baik dibandingkan dengan menggunakan model turbulen SA. Hasil ini menunjukkan bahwa model turbulen dua persamaan (RSM) mampu memprediksi efisiensi pemisahan partikel dan rugi tekanan pada mesin siklon dengan lebih baik jika dibandingkan dengan model turbulen satu persamaan (SA).



GAMBAR 6. Efisiensi pemisahan partikel terhadap kecepatan gas masuk mesin siklon dengan model turbulen RSM



GAMBAR 7. Rugi tekanan terhadap kecepatan gas masuk pada mesin siklon dengan model turbulen RSM

TABEL 3. Perbedaan rugi tekanan (Pa) hasil simulasi CFD model turbulen RSM dengan rugi tekanan hasil eksperimen

Kondisi	Kecepatan (m/s)			
	13.6	14.7	16.3	17.8
P_statis Maksimum	475.9	590.1	724.1	962.7
P_statis Minimum	-66.7	-82.4	-101.8	-132.6
Rugi Tekanan_CFD	542.6	672.4	826.0	1095.3
Perbedaan dengan eksperimen	-9.6%	-15.9%	-8.2%	4.3%

PENUTUP

1. Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa hasil perhitungan efisiensi pemisahan partikel dengan menggunakan model turbulen RSM lebih baik dibandingkan dengan menggunakan model turbulen SA. Hasil perhitungan rugi tekanan mesin siklon dengan menggunakan model turbulen RSM juga lebih baik dibandingkan dengan menggunakan model turbulen SA. Mesin siklon ini mampu menghasilkan efisiensi pemisahan partikel di atas 90% untuk kecepatan gas masuk dari 13,6 sampai 17,8 m/s pada sudut gas masuk 0° pada saat model turbulen yang digunakan adalah RSM. Semakin tinggi kecepatan gas masuk menyebabkan rugi tekanan yang terjadi akan meningkat secara linear. Untuk memperoleh biaya operasi yang rendah, penggunaan kecepatan gas yang rendah 13,6 m/s lebih disukai.

2. Rekomendasi

Sebagai rekomendasi, selanjutnya penelitian dapat dilanjutkan dengan melakukan modifikasi geometri dan ukuran siklon untuk memperoleh penurunan tekanan yang rendah lagi. Validasi untuk berbagai distribusi diameter partikel juga perlu dilakukan khususnya secara eksperimen. Penelitian terhadap berbagai model turbulen yang lain juga dapat terus dilanjutkan misalnya model turbulen RNG $k-\varepsilon$ dan LES (*large Eddy simulation*).

DAFTAR PUSTAKA

- Cooper, C.D. & Alley, F.C. (1986). *Air Pollution Control: A design approach*. Boston: PWS Publishers.
- Fluent, Inc. (2005). *Fluent User Guide*. Lebanon: Fluent, Inc.

- Funk, P.A., Ed Hughs, S. & Holt, G.A. (2000). Entrance velocity optimization for modified dust cyclones. *The Journal of Cotton Science*, 4, 178-182.
- Hanjalic, K. (2005). *Turbulence and Transport Phenomena. Modelling and Simulation*. TU Darmstadt, German.
- Rodi, W. (1980). *Turbulence Models and Their Application in Hydraulics - a State of the Art Review*, German, Institut für Hydromechanik and Sonderforschungsbereich 80, University of Karlsruhe.

PENULIS:

Novi Caroko

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta, Jalan Lingkar Selatan, Bantul 55183, Yogyakarta, Indonesia.

Suyitno✉

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sebelas Maret Surakarta, Jl. Ir. Sutami 36 A Surakarta 57126.

✉Email: msuyitno@yahoo.com

Diskusi untuk makalah ini dibuka sehingga 1 Oktober 2009 dan akan diterbitkan pada jurnal edisi November 2009.