



TESIS - TM
**STUDI NUMERIK DAN EKSPERIMEN KINERJA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI
SILINDER PENGONTROL PASIF $D-53^\circ$ DI DEPAN
*RETURNING BLADE***

SANJAYA SEWUCIPTO
02111850080002

DOSEN PEMBIMBING:
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2021

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat untuk memperoleh gelar

Magister Teknik (M.T.)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Sanjaya Sewucipto

NRP. 02111850080002

Tanggal Ujian: 4 Maret 2021

Periode Wisuda: April 2021

Disetujui oleh:

1. Prof. DR. Ir. Trivogi Yuwono, DEA. (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001

2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD. (Penguji)
NIP. 196412281990031002

3. DR. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. (Penguji)
NIP. 197104051997021001

4. Vivien Suphandani, S.T., M.Eng.Sc., PhD. (Penguji)
NIP. 198105292003122001

Kepala Departemen Teknik Mesin

Atek Setiawan, Ir., M.Eng.Sc., DR.
NIP. 196604021989031002

**Studi Numerik dan Eksperimen Kinerja Turbin Angin Savonius
dengan Instalasi Silinder Pengontrol Pasif D-53° di Depan
*Returning Blade***

Nama : Sanjaya Sewucipto
NRP : 02111850080002
Pembimbing : Prof. DR. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.

ABSTRAK

Turbin angin Savonius merupakan salah satu jenis turbin angin *vertical axis* yang dapat dipasang di manapun dengan mudah. Namun demikian, efisiensi turbin angin Savonius lebih rendah daripada jenis turbin angin lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan *power coefficient* turbin angin Savonius dengan memasang silinder pengontrol pasif *bluff body* tipe D-53° di depan *returning blade*.

Penelitian secara simulasi numerik dan eksperimen pada fluida kerja udara dengan $Re = 95000$, 132000 , dan 170000 dilakukan pada turbin angin Savonius berdiameter 303.4 mm. Simulasi numerikal dilakukan menggunakan *software* ANSYS Fluent 18.1. Eksperimen dilakukan pada terowongan angin terbuka. Udara dibangkitkan menggunakan *axial fan*, kecepatan udara diukur menggunakan *anemometer* agar sesuai dengan kecepatan yang diharapkan. Turbin diukur kecepatan putarannya menggunakan tachometer, sedangkan torsi dinamis dan statis masing-masing diukur menggunakan *rope brake dynamometer* dan *static torquemeter*. Variasi jarak antara turbin dan silinder pengontrol pasif *bluff body* D-53°, yakni 1.4 hingga 2.2 kali diameter turbin (diukur dari pusat turbin ke pusat silinder pengontrol pasif atau S/D). Parameter lainnya, termasuk diameter silinder pengontrol pasif sebesar 0.5 kali diameter turbin konstan.

Berdasarkan eksperimen yang dilakukan, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak S/D = 1.4, 1.6, dan 1.8 efektif meningkatkan kinerja turbin pada semua *Reynolds number* aliran yang diamati. Peningkatan paling signifikan terjadi pada pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.6 dari turbin, terjadi peningkatan C_p sebesar 32.65%, 10.83%, dan 13.44% untuk masing-masing $Re = 9.5 \times 10^4$, 1.32×10^5 , dan 1.7×10^5 dibandingkan turbin tanpa instalasi pengontrol pasif aliran. Peningkatan torsi statis dan C_m juga mengalami peningkatan yang signifikan akibat pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.4, 1.6, dan 1.8. Aliran di sekitar turbin tanpa silinder pengontrol pasif, dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak S/D = 1.6, dan dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.2 disimulasikan secara numerik untuk menganalisa fenomena aliran yang melatarbelakangi peningkatan kinerja yang terjadi.

Kata kunci: turbin Savonius, *drag coefficient*, *power coefficient*, silinder pengontrol pasif, *bluff body*, *shear layer*

Numerical and Experimental Study on the Performance of Savonius Turbine with the Installation of D-53° Type Cylinder as an Upstream Passive Flow Control of Returning Blade

Name : Sanjaya Sewucipto
NRP : 02111850080002
Supervisor : Prof. DR. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.

ABSTRACT

Savonius turbine is a type of vertical axis wind turbine with the advantage of flexibility and can be installed anywhere easily. However, its efficiency is significantly lower than the other types of wind turbines. This paper aims to increase the performance of Savonius wind turbine by installing a D-53° type cylindrical bluff body at the upstream of returning blade.

Numerical simulations and experiments run with air at $Re = 9.5 \times 10^4$, 1.32×10^5 , and 1.7×10^5 as fluid and 303.4 mm diameter Savonius. Simulation is done using ANSYS Fluent 18.1 as a tool. Experiments are conducted at open circuit wind tunnel. Anemometer is used to measure the wind generated by axial turbine. Rope brake dynamometer, tachometer, and static torque meter measuring the turbine performance. Compared is the performance of the turbine with no passive control and with passive control at the distance of $1.4 \leq S/D \leq 2.2$. The other parameters are left unchanged.

The installation of cylindrical passive control at the distance of $S/D = 1.4$, 1.6, and 1.8 effectively increasing the performance of turbine at all three Reynolds number. Highest increase occurs at the turbine with cylindrical bluff body at $S/D = 1.6$. Increasing C_p of 32.65%, 10.83%, and 13.44% is expected at each Re of 9.5×10^4 , 1.32×10^5 , and 1.7×10^5 respectively compared to the turbine without the installation of cylindrical bluff body. Compared, the static torque and C_m increases with the installation of passive control cylinder at the distance of $S/D = 1.4$, 1.6, and 1.8 as well. Flow of the fluid around the turbine with cylindrical passive control at the distance of $S/D = 1.6$ and 2.2, as well as the flow around the turbine without cylindrical passive control are numerically simulated to analyze the cause of the increasing performance.

Key Words: Savonius turbine, drag coefficient, power coefficient, bluff body, shear layer

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	ii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	vi
DAFTAR TABEL	xii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Rumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	4
1.4. Tujuan Penelitian.....	5
1.5. Manfaat Penelitian.....	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1. Turbin Angin	6
2.2. Turbin Savonius	7
2.3. Parameter Turbin Angin Savonius	8
2.4. Penghalang <i>Bluff Body</i>	10
2.5. Penelitian Terdahulu.....	11
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	46
3.1. Skema dan Parameter Ukur	46
3.2. Analisa Dimensi	47
3.3. Metode Eksperimen.....	49
3.4. Prosedur Eksperimen.....	55
3.5. <i>Uncertainty of Experimental</i>	56
3.5.1. <i>Uncertainty</i> pada <i>Reynolds Number</i>	56
3.5.2. <i>Uncertainty</i> pada C_m	58
3.5.3. <i>Uncertainty</i> pada C_p	59
3.6. Metode Numerik.....	61
3.6.1. Prosedur Simulasi Numerik	61
3.6.2. Geometri Turbin Savonius dan <i>Boundary Conditions</i>	62
3.6.3. <i>Meshing</i>	62
3.6.4. <i>Solver</i> Simulasi Numerik	63
3.6.5. <i>Grid Independence Test</i>	66
3.6.6. Validasi C_p Hasil Simulasi.....	68
BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	70
4.1. Perhitungan Data	70

4.2.	Analisa Kinerja Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen	74
4.2.1.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> pada Variasi <i>Reynolds Number</i>	74
4.2.2.	Analisa <i>Coefficient of Power</i> pada Variasi <i>Reynolds Number</i>	75
4.3.	Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 9.5 \times 10^4$	76
4.3.1.	Analisa Torsi Statis	77
4.3.2.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i>	79
4.3.3.	Analisa <i>Coefficient of Power</i>	81
4.3.4.	Analisa Simulasi Numerik Aliran	83
4.4.	Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 1.32 \times 10^5$	96
4.4.1.	Analisa Torsi Statis	97
4.4.2.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i>	99
4.4.3.	Analisa <i>Coefficient of Power</i>	101
4.4.4.	Analisa Simulasi Numerik Aliran	103
4.5.	Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 1.7 \times 10^5$	114
4.5.1.	Analisa Torsi Statis	114
4.5.2.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i>	117
4.5.3.	Analisa <i>Coefficient of Power</i>	119
4.5.4.	Analisa Simulasi Numerik Aliran	120
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	131
5.1.	Kesimpulan.....	131
5.2.	Saran.....	133
5.3.	Inovasi Yang Dapat Dilakukan	133
DAFTAR PUSTAKA		134
LAMPIRAN.....		1349

Gambar 2.1. Prinsip Kerja Turbin Savonius	7
Gambar 2.2. Geometri Turbin Savonius	8
Gambar 2.3. Konfigurasi Eksperimen Turbin Angin Savonius. (a) skema. (b) foto pada area sekitar turbin. (c) foto tampak keseluruhan. Keterangan: (1) terowongan angin. (2) <i>bearing</i> . (3) rangka. (4) poros turbin. (5) bilah turbin. (6) <i>end plate</i> turbin. (Mahmoud et al, 2012).....	11
Gambar 2.4. Konfigurasi Pengukuran Kinerja Turbin Angin Savonius. (a) skema. (b) foto detail. Keterangan: (1) <i>pulley</i> . (2) senar nilon. (3) pemberat. (4) neraca timbang. (5) rotor turbin. (6) poros turbin. (7) rangka. (Mahmoud et al, 2012) ...	12
Gambar 2.5. Variasi <i>Power</i> sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Rotor dengan 2, 3, dan 4 <i>blade</i> . (Mahmoud et al, 2012)	12
Gambar 2.6. Variasi <i>Power</i> sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Rotor dengan 2, 3, dan 4 <i>Blade Double Stage</i> . (Mahmoud et al, 2012)	13
Gambar 2.7. <i>Specific Power</i> pada Variasi Kecepatan Angin untuk Rotor <i>Single</i> dan <i>Double Stage</i> . (Mahmoud et al, 2012)	13
Gambar 2.8. <i>Power</i> Sebagai Fungsi Kecepatan Angin dengan Variasi <i>Overlap Ratio</i> . (Mahmoud et al, 2012)	14
Gambar 2.9. <i>Power Coefficient</i> Sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Variasi <i>Aspect Ratio</i> . (Mahmoud et al, 2012)	15
Gambar 2.10. <i>Power</i> Sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Turbin Dengan dan Tanpa <i>End Plate</i> . (Mahmoud et al, 2012)	15
Gambar 2.11. Momen Positif dan Negatif (Altan & Atilgan, 2008).....	16
Gambar 2.12. Tata Letak Tirai Penghalang. (Altan & Atilgan, 2008).....	16
Gambar 2.13. Sekama Penelitian Eksperimen. (Altan & Atilgan, 2008)	17
Gambar 2.14. Kontur Kecepatan Aliran Angin pada Posisi Turbin 45°, 60°, dan 90°. (Altan & Atilgan, 2008)	18
Gambar 2.15. Posisi Silinder Pengontrol Pasif dan Silinder Utama. (Tsutsui & Igarashi, 2002).....	19
Gambar 2.16. Visualisasi Karakteristik Aliran Menggunakan Asap	20
Gambar 2.17. Distribusi Tekanan pada Permukaan Silinder sebagai efek dari: ...	21
Gambar 2.18. Titik Separasi Aliran, (a) Tanpa silinder pengontrol pasif. (b) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 1,5 \times 10^4$. (c) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 4,1 \times 10^4$. (d) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 6,2 \times 10^4$. (Tsutsui & Igarashi, 2002)	22

Gambar 2.19. Koefisien Drag pada Variasi Kondisi Silinder Pengontrol pasif dan Re Number. (Tsutsui & Igarashi, 2002).....	23
Gambar 2.20. Benda Uji Silinder <i>Bluff Body</i> . (a) tipe I. (b) tipe D.....	24
Gambar 2.21. $(-C_{pb})$ dan C_D Sebagai Fungsi Sudut Potong θ pada $Re = 3.1 \times 10^4$	25
Gambar 2.22. Distribusi Koefisien Tekanan pada Sekeliling Silinder. (Triyogi, et al., 2009).....	26
Gambar 2.23. Variasi Koefisien <i>Drag</i> Silinder dengan <i>Bluff Body</i> Relatif terhadap Koefisien <i>drag</i> pada Silinder Tanpa <i>Bluff Body</i> . (Triyogi, et al., 2009).....	27
Gambar 2.24. Variasi Profil Kecepatan di Belakang Silinder pada Berbagai Sudut Potong <i>Bluff Body</i> . (Triyogi, et al., 2009).....	28
Gambar 2.25. Visualisasi Pola Aliran Sekitar Silinder Tanpa Penghalang <i>Bluff Body</i> . (Triyogi et. al., 2009).....	29
Gambar 2.26. Visualisasi Pola Aliran Sekitar Silinder dengan Penghalang <i>Bluff Body</i> . (Triyogi et. al., 2009).....	30
Gambar 2.27. Tata Letak Eksperimen. (Sakti, et. al., 2019).....	31
Gambar 2.28. C_p Sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $S/D = 1.4$ dan Re 127,000. (Sakti et. al., 2019).....	32
Gambar 2.29. C_m Sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $S/D = 1.4$ dan Re 127,000. (Sakti et. al., 2019).....	32
Gambar 2.30. Torsi Statis yang Dihasilkan Turbin untuk Tiap Sudut Putar Turbin pada $S/D = 1.4$ dan Re 127,000. (Sakti et. al., 2019).....	33
Gambar 2.31. <i>Domain</i> Simulasi dan <i>Boundary Condition</i> . (Setiawan, et. al., 2019)	34
Gambar 2.32. Tata Letak Turbin Savonius dan Silinder <i>Circular</i> . (Setiawan, et. al., 2019)	34
Gambar 2.33. <i>Meshing</i> pada daerah: (a) <i>fixed domain</i> . (b) <i>wake domain</i> . (c) <i>rotating domain</i> . (d) <i>blade</i> . (Setiawan, et. al., 2019).....	35
Gambar 2.34. Perbandingan konvergensi <i>mesh</i> . (Setiawan, et., al., 2019).....	36
Gambar 2.35. Validasi C_m pada TSR 1.078 (Setiawan, et. al., 2019).....	36
Gambar 2.36. Perbandingan C_m Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 0^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019).....	37

Gambar 2.37. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 0^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019).....	38
Gambar 2.38. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 30^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019).....	39
Gambar 2.39. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 60^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019).....	39
Gambar 2.40. Kontur Kecepatan Aliran $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9, dan: (a) tanpa silinder. (b) $ds/D = 0.1$. (c) $ds/D = 0.3$. (d) $ds/D = 0.5$. (Setiawan, et., al., 2019)	40
Gambar 2.41. Kontur Tekanan $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9, dan: (a) tanpa silinder. (b) $ds/D = 0.1$. (c) $ds/D = 0.3$. (d) $ds/D = 0.5$. (Setiawan, et., al., 2019)	41
Gambar 2.42. Distribusi Tekanan pada Permukaan <i>Blade</i> pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9 dengan Variasi Diameter Silinder	42
Gambar 2.43. Perbandingan C_m Hasil Simulasi dengan Variasi Model Turbulensi dengan C_m Berdasarkan Penelitian Eksperimen oleh Fujisawa, et. al., 1992 (Nasef, et. al., 2013).....	45
Gambar 3.1. Skema Turbin Savonius	46
Gambar 3.2. Skema Tata Letak Eksperimen Turbin Savonius	49
Gambar 3.3. Benda Uji Turbin Savonius dan Silinder Pengontrol pasif D-53° ...	50
Gambar 3.4. Kipas Angin Axial CKE SF-46.....	51
Gambar 3.5. <i>Tachometer</i> Omega HHT13	52
Gambar 3.6. Anemometer Omega HHF141A.....	52
Gambar 3.7 <i>Load Cell</i> HTC TAL 220	53
Gambar 3.8. <i>Static Torquemeter</i> Lutron TQ-8800.....	54
Gambar 3.9. Skema <i>Rope Brake Dynamometer</i>	55
Gambar 3.10. Dimensi <i>Domain</i> Simulasi pada ANSYS <i>Design Modeler</i>	62
Gambar 3.11. <i>Meshing</i> pada area: (a) keseluruhan <i>boundary condition</i> . (b) turbin Savonius.	63
Gambar 3.12. Distribusi C_m yang Dihasilkan Turbin sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin Hasil Simulasi dengan <i>Coarse Meshing</i> dan <i>Fine Meshing</i>	67
Gambar 3.13. Perbandingan C_p Turbin tanpa Silinder Pengontrol pasif Berdasarkan Simulasi dengan C_p Turbin yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran: ...	68
Gambar 4.1. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen.	74

Gambar 4.2. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen.	75
Gambar 4.3. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 9.5 \times 10^4$	77
Gambar 4.4. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 9.5 \times 10^4$	79
Gambar 4.5. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 9.5 \times 10^4$	82
Gambar 4.6. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$:	85
Gambar 4.7. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$:	86
Gambar 4.8. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$	89
Gambar 4.9. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	92
Gambar 4.10. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	94
Gambar 4.11. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 130^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	95
Gambar 4.12. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 1.32 \times 10^5$	97
Gambar 4.13. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.32 \times 10^5$	99
Gambar 4.14. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.32 \times 10^5$	102
Gambar 4.15. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$: (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$	105

Gambar 4.16. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$: (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$	106
Gambar 4.17. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$	108
Gambar 4.18. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	111
Gambar 4.19. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	113
Gambar 4.20. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 1.7 \times 10^5$	115
Gambar 4.21. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.7 \times 10^5$	117
Gambar 4.22. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.7 \times 10^5$	119
Gambar 4.23. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$:	122
Gambar 4.24. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$:	123
Gambar 4.25. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$	125
Gambar 4.26. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	128
Gambar 4.27. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$	129

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Energi merupakan salah satu kebutuhan hidup pokok seluruh makhluk. Dalam kehidupan sehari-hari, sebagian besar energi listrik digunakan untuk berfungsi membantu kehidupan manusia. Kebutuhan akan listrik semakin bertambah dengan majunya teknologi. Pembangkit-pembangkit listrik dibangun, pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), pembangkit listrik tenaga nuklir (PLTN), pembangkit listrik tenaga diesel (PLTD), hingga pembangkit-pembangkit yang digerakkan oleh energi terbarukan seperti pembangkit listrik tenaga air (PLTA), pembangkit listrik tenaga angin (PLTB), dan pembangkit listrik tenaga surya (PLTS). Dari semua jenis pembangkit listrik, sebagian besar listrik dunia pada tahun 2019 dihasilkan oleh bahan bakar minyak bumi dan batu bara (p.l.c., 2019).

Pada skala yang terjadi sekarang, pembakaran batu bara menimbulkan masalah lingkungan. Mulai penambangan, pemrosesan, hingga pembakarannya untuk dijadikan energi listrik menghasilkan banyak polusi yang sedikit banyak mempengaruhi kebersihan udara, dan dalam skala global mempengaruhi iklim dunia (Kgabi, et., al, 2017). Kondisi-kondisi tersebut memprakarsai gerakan-gerakan untuk mendesak pemerintah menggunakan pembangkit-pembangkit listrik yang lebih ramah lingkungan. Secara politik dalam skala global, isu mengenai pencemaran lingkungan dan pemanasan global sangat disorot dan negara-negara maju sudah memulai program-program yang dapat menghasilkan listrik dengan lebih ramah terhadap lingkungan sekitar (Chou, 2015).

Salah satu dari cara-cara tersebut adalah dengan menggerakkan turbin menggunakan energi angin. Angin timbul akibat adanya perbedaan tekanan udara yang dipengaruhi oleh temperatur akibat pemanasan lapisan bumi oleh sinar matahari. Semakin tinggi kecepatan angin maka semakin tinggi juga energi kinetik yang dihasilkan generator. Potensi energi yang dapat dihasilkan angin di seluruh dunia mencapai 20 kali kebutuhan energi listrik global (Salih, et. al, 2012).

Mulai banyak turbin-turbin angin yang didirikan di laut (lepas pantai). Namun di sebagian daratan, di mana kecepatan anginnya relatif rendah dan arahnya

tidak menentu, torsi yang dihasilkan tidak cukup kuat untuk menghasilkan torsi yang dapat memutar turbin-turbin angin besar (Wright & Wood, 2004). Hal tersebut menyebabkan turbin-turbin angin besar hanya dapat dibangun di tempat tertentu dengan skala yang besar juga. Padahal hilir pemakaian listrik yang dihasilkan oleh turbin angin ada di pemukiman yang biasanya jauh dari ladang angin. Oleh karena itu muncul berbagai pemikiran untuk merancang sebuah turbin angin yang cocok dengan daerah pemukiman yang kecepatan anginnya rendah dan tidak menentu.

Turbin angin dengan poros vertikal seperti turbin Savonius dapat mengatasi masalah-masalah pada turbin angin besar. Secara spesifik, turbin angin Savonius merupakan turbin dengan poros vertikal yang memiliki 2 *blade* dengan 2 sisi yakni *advancing* yang berbentuk cekung dan *returning blade* yang berbentuk cembung. *Drag coefficient* yang lebih besar pada sisi cekung mengakibatkan terjadinya perbedaan torsi antara *advancing* dan *returning blade* sehingga turbin berputar. Torsi yang dihasilkan oleh turbin Savonius relatif tinggi untuk kecepatan angin yang rendah sehingga hanya dibutuhkan kecepatan angin yang rendah untuk dapat mulai memutar turbin angin (Pankade, et. al, 2013).

Di sisi lain, efisiensi turbin Savonius lebih rendah daripada turbin jenis lain. *Coefficient of power* (C_p) turbin angin Savonius tidak setinggi turbin angin dengan poros horizontal. Artinya energi gerak fluida udara yang ditangkap oleh turbin lebih sedikit daripada turbin angin poros horizontal dalam keadaan dan kondisi yang sama (Pope, et. al, 2010).

Penelitian dilakukan untuk meningkatkan C_p turbin Savonius. Rekayasa aliran fluida di sekitar turbin dilakukan, dengan gagasan bahwa efisiensi akan meningkat dengan mengurangi gaya *drag* pada *returning blade* (Kotb & Aldoss, 1991). Selanjutnya, (Sakti, et. al., 2019) melakukan penelitian tentang performa turbin angin Savonius dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran tipe I-65° pada jarak 1.4D di depan *returning blade*. Terjadi peningkatan C_p pada penelitian yang telah disebutkan, dengan kenaikan maksimal sebesar 25.66% akibat berkurangnya *pressure drag* pada bagian *returning blade*. Pada penelitian lain, (Sakti, et. al., 2019), melakukan penelitian pengaruh jarak penempatan *bluff body* pada performa turbin angin Savonius. Diperoleh jarak *bluff body* 1.4D sebagai yang paling signifikan dalam meningkatkan C_p turbin.

Berdasarkan (Aiba, et. al, 1997), *bluff body* tipe D-53° menghasilkan *base pressure coefficient* dan *drag coefficient* yang lebih kecil daripada *bluff body* tipe D-65°. Oleh karena hal-hal yang telah dijelaskan, penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan C_p turbin angin dengan memasang *bluff body* silinder pengontrol pasif aliran tipe D-53° pada jarak $1.4 < S/D < 2.2$.

1.2. Rumusan Masalah

Hipotesa pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Silinder pengontrol pasif *bluff body* tipe D-53° ditempatkan di depan *returning blade*. *Shear stress* menyebabkan *boundary layer* mengalami separasi dari silinder pengontrol pasif dan menuju ke permukaan *returning blade*. *Free shear layer* yang tidak dibatasi oleh dinding cenderung memiliki komponen kecepatan yang berfluktuasi pada semua arah, sehingga intensitas turbulen relatif meningkat pada saat aliran mengalami *attachment* pada *returning blade*, terutama pada bagian *boundary layer*. Aliran *boundary layer* turbulen pada *returning blade* menyebabkan tertundanya separasi sehingga mempersempit *wake* di belakang *returning blade*. Akibatnya, gaya *drag* pada *returning blade* mengecil, sementara gaya *drag* pada *advancing blade* relatif tidak berubah menyebabkan perbedaan torsi antara kedua *blade* naik. Keseluruhan proses tersebut menghasilkan naiknya daya yang dihasilkan turbin. Silinder dengan sudut potong 53° merupakan *bluff body* dengan *base pressure coefficient* dan *drag coefficient* yang paling kecil berdasarkan (Aiba, et. al., 2017) sehingga sistem dengan *bluff body* silinder tipe D-53° diduga tidak sebesar silinder *circular* atau tipe D-65° dalam menurunkan gaya *drag* pada *returning blade*.
2. Pemasangan silinder pengontrol pasif tipe D-53° menyebabkan tekanan area di antara silinder pengontrol pasif dan *returning blade* mengalami penurunan, sebaliknya tekanan di area belakang *returning blade* mengalami peningkatan (Triyogi, et. al., 2009). Hal tersebut menyebabkan peningkatan perbedaan tekanan di belakang dan depan *returning blade*. Akibatnya *pressure drag* pada *returning blade* turun,

sedangkan *pressure drag* pada *advancing blade* tetap sehingga daya yang dihasilkan turbin mengalami peningkatan.

3. Jarak penempatan silinder pengontrol pasif aliran *bluff body* tipe D-53° di depan *returning blade* hingga divariasikan, $1.4 < S/D < 2.2$ untuk mencari nilai koefisien performa C_p yang optimal. Jarak antara silinder pengontrol pasif dan *returning blade* yang terlalu jauh tidak akan memberikan efek yang signifikan, karena kedua sistem menjadi independen. Sebaliknya jarak antara silinder pengganggu aliran yang terlalu dekat tidak memberi kesempatan bagi aliran *free shear layer* untuk bertransisi menjadi turbulen. Jarak $1.4 < S/D < 2.2$ diteliti karena berdasarkan (Sakti, et. al., 2019) jarak $1.4D$ merupakan jarak yang paling signifikan dalam meningkatkan performa turbin angin, dan pada jarak $1.8 < S/D$ efek silinder pengontrol pasif mulai berkurang sehingga bisa diamati perbedaan pada kasus dengan C_p tinggi maupun rendah. Aliran pada kedua model dapat dibandingkan sehingga dapat diperoleh fenomena yang terjadi pada aliran sekitar turbin Savonius.

1.3. Batasan Masalah

Batasan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Turbin Savonius yang digunakan memiliki 2 buah bilah (*blade*) dengan diameter 165.2 mm.
2. Terdapat poros berdiameter 30 mm di antara 2 *blade* yang menghubungkan kedua *blade* tersebut.
3. Terdapat *endplate* di bagian atas dan bawah turbin
4. *Aspect ratio* turbin adalah 1:1.
5. Fluida kerja adalah udara STP aliran *uniform, incompressible, viscous*, dan *steady* dari sisi *inlet*.
6. Jarak antara pusat turbin dan pusat *bluff body* pengontrol pasif divariasikan dengan rasio $S/D = 1.4$ hingga 2.2.
7. *Reynolds number* yang digunakan adalah 95000 pada kecepatan aliran 5 m/s, 132000 pada kecepatan aliran 7 m/s, dan 170000 pada kecepatan aliran 9 m/s.

1.4. Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan menempatkan silinder pengontrol pasif tipe D-53° di depan *returning blade* turbin pada jarak $S/D = 1.4, 1.6, 1.8, 2,$ dan 2.2 dan $Re = 95000, 132000,$ dan 170000 . Naiknya performa turbin angin diindikasikan dengan naiknya torsi dinamis dan torsi statis turbin angin sehingga dengan sendirinya *coefficient of power* turbin angin naik.

1.5. Manfaat Penelitian

Penelitian ini dapat menjadi acuan dalam mengembangkan dan memproduksi pembangkit listrik tenaga angin dalam upaya menghasilkan tenaga listrik yang ramah lingkungan.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Turbin Angin

Turbin angin merupakan alat yang berfungsi mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik. Konversi energi tersebut terjadi akibat dorongan angin pada bilah-bilah (*blade*) yang diteruskan ke poros putar sehingga turbin angin berputar pada porosnya. Poros meneruskan energi ke *generator* listrik yang hasil akhirnya merupakan listrik. Berdasarkan prinsip kerja tersebut, cara turbin angin menangkap angin dapat dibagi menjadi 2 kelompok, yakni turbin yang menangkap energi kinetik dengan *drag* dan yang menangkap energi kinetik dengan *lift*.

Turbin dengan prinsip *lift* bekerja dengan cara menangkap energi kinetik menggunakan bilah-bilah turbin yang memiliki sudut kemiringan atau *angle of attack* tertentu. Fluida yang mengenai permukaan bilah menggerakkan turbin tegak lurus terhadap arah hembusan angin. Gaya yang tegak lurus ke arah atas atau bawah disebut dengan gaya *lift*.

Salah satu jenis turbin yang memanfaatkan prinsip *lift* adalah turbin dengan poros horizontal, seringkali disebut *horizontal axis wind turbine* (HAWT). Penggunaan turbin angin HAWT biasanya dilakukan dalam skala besar, baik jumlah maupun ukurannya. Dibutuhkan angin yang berhembus cepat untuk dapat memutar HAWT *wind turbine* sehingga peletakannya di tempat yang tinggi, di mana angin mengalir lebih cepat. Untuk itu juga, konstruksinya sangat tinggi bahkan bisa mencapai ratusan meter.

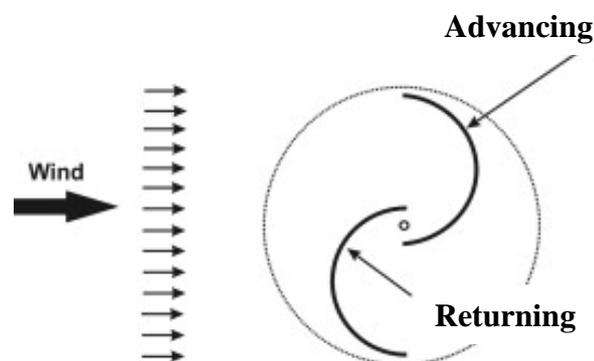
Turbin angin dengan prinsip *lift* memperoleh efisiensi performa yang relatif lebih tinggi daripada turbin angin dengan prinsip lainnya. Hal tersebut disebabkan dominannya gaya *lift*, yang membuat turbin berputar lebih cepat daripada gaya *drag* pada kecepatan fluida kerja yang sama sehingga didapatkan momen yang lebih besar (Yang, et. al., 2019).

Lain halnya pada turbin yang berprinsip kerja *drag*. Fluida mengenai permukaan bilah yang menghambatnya sehingga terjadi penumpukan tekanan di daerah depan bilah. Begitu tekanan cukup untuk mengatasi momen torsi turbin, sedikit demi sedikit turbin berputar. Perbedaan tekanan antara di depan dan di

belakang menyebabkan terjadinya bilah dan hal tersebut terjadi secara terus menerus sehingga akhirnya turbin berputar ke satu arah. Oleh karena prinsip kerja tersebut, biasanya turbin angin drag memiliki poros vertikal atau biasa disebut *vertical axis wind turbine* (VAWT).

2.2. Turbin Savonius

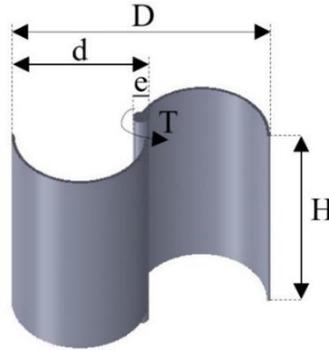
Turbin Savonius merupakan salah satu bentuk daripada turbin VAWT. Berbentuk sepasang setengah silinder yang diposisikan berlawanan arah dan dipasangkan terhadap poros yang berada di tengah. Bilah yang arah cekungnya menghadap ke arah datangnya angin disebut *advancing blade*, sedangkan bilah yang arah cembungnya menghadap arah datangnya angin disebut *returning blade*. Fluida mendorong *advancing blade* maupun *returning blade*, tetapi karena *drag coefficient advancing blade* lebih besar, maka rotor hanya akan berputar satu arah saja, sesuai dengan dorongan fluida pada *advancing blade*, ilustrasi mengenai hal tersebut divisualisasikan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1. Prinsip Kerja Turbin Savonius

2.3. Parameter Turbin Angin Savonius

Gambar 2.2 berikut adalah keterangan-keterangan geometri pada geometri turbin Savonius:



Gambar 2.2. Geometri Turbin Savonius

Di mana:

D = diameter turbin (m)

d = diameter *blade* (m)

e = diameter poros (m)

H = tinggi turbin (m)

Torsi yang dihasilkan turbin angin dapat diukur dan dibandingkan dengan torsi maksimal yang dapat dihasilkan dari aliran fluida. Perbandingan tersebut disebut dengan *coefficient of moment* (C_m) dan dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{4} \cdot \rho \cdot A \cdot D \cdot V^2} \quad (2.1)$$

Di mana:

T = momen yang dihasilkan oleh turbin angin (N.m)

ρ = massa jenis fluida penggerak turbin (kg/m^3)

A = luas penampang turbin angin yakni diameter turbin dikalikan dengan tinggi turbin (m^2)

D = diameter turbin (m)

V = *freestream velocity* udara (m/s)

Performa turbin angin merupakan perbandingan antara *power* yang dihasilkan oleh turbin dengan *power* yang terdapat dalam aliran fluida udara. Perbandingan tersebut disebut juga *coefficient of power* atau *power coefficient* dan dihitung menggunakan persamaan:

$$C_p = \frac{P_t}{P_a} \quad (2.2)$$

Di mana:

C_p = *power coefficient*/ koefisien *power*

P_t = *power* yang dihasilkan oleh turbin angin (watt)

P_a = *power* yang tersedia dalam angin (watt)

Power yang dihasilkan oleh turbin angin (P_t) dapat dihitung berdasarkan pengukuran torsi T dan kecepatan sudut ω menggunakan persamaan:

$$P_t = \omega \cdot T \quad (2.3)$$

Di mana:

ω = kecepatan sudut bilah turbin angin (rad/s)

T = momen yang dihasilkan oleh turbin angin (N.m)

Sedangkan *power* yang dibawa oleh aliran fluida (P_a) dapat dihitung berdasarkan pengukuran massa jenis ρ , luas penampang A , dan *freestream velocity* V menggunakan persamaan:

$$P_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.4)$$

Di mana:

ρ = massa jenis fluida penggerak turbin (kg/m³)

A = luas penampang turbin angin yakni diameter turbin dikalikan dengan tinggi turbin (m²)

U = *freestream velocity* udara (m/s)

Sehingga persamaan tersebut menjadi:

$$C_p = \frac{\omega \cdot T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (2.5)$$

$\frac{\omega \cdot D}{2 \cdot V}$ merupakan perbandingan antara kecepatan *blade* turbin angin Savonius dan kecepatan *freestream velocity* atau yang biasa disebut dengan *tip speed ratio* (TSR/ λ). Dengan persamaan untuk mencari ω adalah sebagai berikut:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.6)$$

Sehingga:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot D}{2 \cdot V} \quad (2.7)$$

$$\lambda = \frac{2\pi n}{60} \frac{R}{U} \quad (2.8)$$

Berdasarkan rumusan itu, disimpulkan bahwa koefisien *power* merupakan koefisien momen dikalikan dengan *tips speed ratio*:

$$C_p = C_m \cdot \lambda \quad (2.9)$$

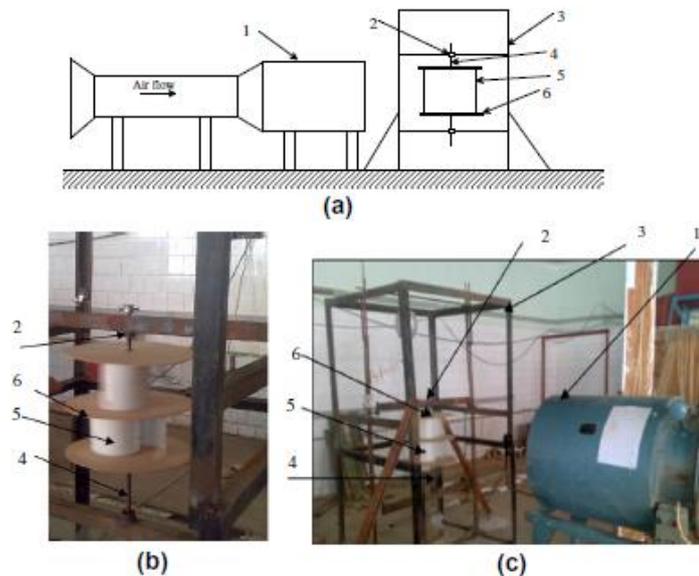
2.4. Penghalang *Bluff Body*

Penghalang *bluff body* berbentuk silinder lingkaran yang digunakan dalam penelitian bertugas untuk menghalangi aliran fluida udara sehingga aliran berubah menjadi turbulen di daerah depan *returning blade*. Aliran yang intensitas turbulennya meningkat tersebut mengakibatkan tertundanya separasi pada area *downstream* (Tsutsui & Igarashi, 2002). Fenomena tersebut diharapkan karena koefisien *drag* pada *returning blade* berkurang. Pada akhirnya penambahan pengontrol pasif akan menambah efisiensi turbin angin Savonius.

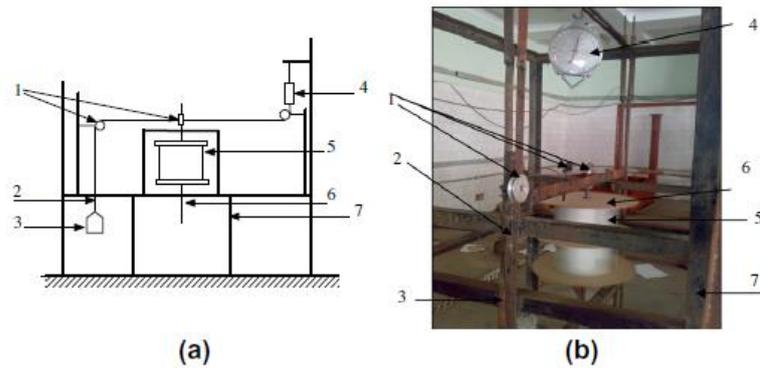
2.5. Penelitian Terdahulu

(Mahmoud, et al., 2012) melakukan eksperimen untuk mencari parameter-parameter yang mempengaruhi efisiensi performa turbin angin Savonius. Parameter-parameter yang diteliti antara lain, *aspect ratio* antara tinggi dan diameter turbin, *overlap ratio* antara lebar celah dan diameter turbin, jumlah *blade*, jumlah *stage* atau tumpukan rotor, dan *endplate*.

Eksperimen dilakukan dengan konfigurasi seperti pada Gambar 2.3. Udara mengalir melalui terowongan angin *suction* dengan kecepatan 0 – 13 m/s, mengenai rotor yang berjarak 125 cm. Putaran turbin kemudian diukur menggunakan timbangan dengan sistem menggunakan *pulley*, pemberat, dan dihubungkan oleh senar nilon seperti pada Gambar 2.4. Kecepatan putaran rotor, ω diukur menggunakan *tachometer*. Berat beban, m mempengaruhi kecepatan putaran turbin dan mempengaruhi beban yang dikenakan pada neraca timbang, s . Berat beban divariasikan untuk mengetahui *power* yang dihasilkan pada setiap putaran turbin.

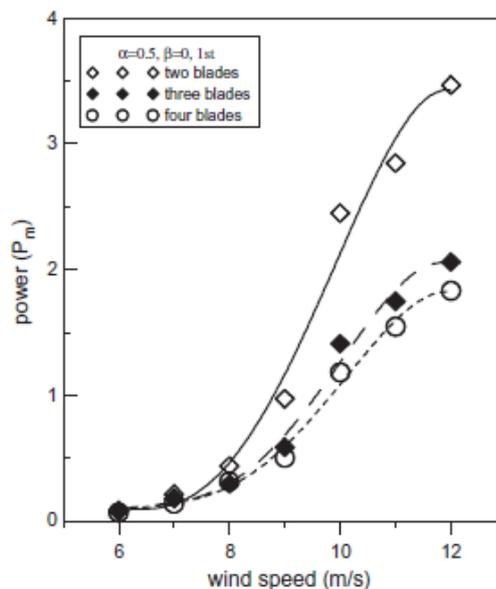


Gambar 2.3. Konfigurasi Eksperimen Turbin Angin Savonius. (a) skema. (b) foto pada area sekitar turbin. (c) foto tampak keseluruhan. Keterangan: (1) terowongan angin. (2) *bearing*. (3) rangka. (4) poros turbin. (5) bilah turbin. (6) *end plate* turbin. (Mahmoud et al, 2012)

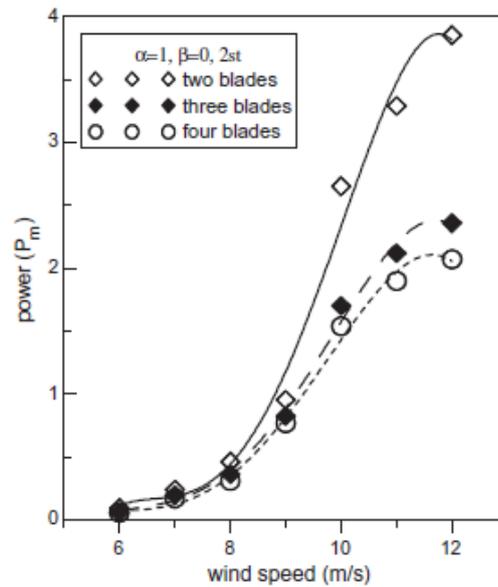


Gambar 2.4. Konfigurasi Pengukuran Kinerja Turbin Angin Savonius. (a) skema. (b) foto detail. Keterangan: (1) *pulley*. (2) senar nilon. (3) pemberat. (4) neraca timbang. (5) rotor turbin. (6) poros turbin. (7) rangka. (Mahmoud et al, 2012)

Power yang dihasilkan oleh turbin dengan 2 bilah cenderung lebih besar dibandingkan turbin dengan jumlah bilah 3 atau 4 seperti terdapat pada Gambar 2.5. Hasil tersebut diperoleh pada *aspect ratio* berapapun. Hasil serupa didapatkan pada turbin Savonius yang bertumpuk 2 atau *double stage rotor*, turbin dengan 2 buah *blade* menghasilkan *power* yang lebih besar daripada jumlah *blade* lainnya, seperti pada Gambar 2.6.

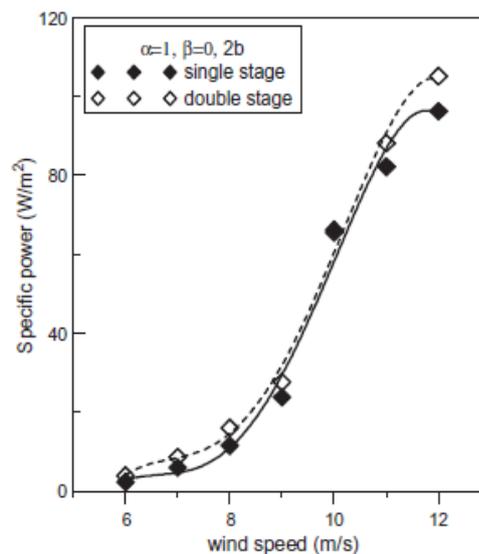


Gambar 2.5. Variasi *Power* sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Rotor dengan 2, 3, dan 4 *blade*. (Mahmoud et al, 2012)

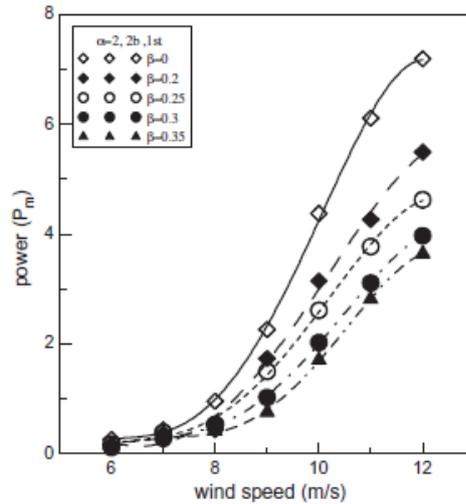


Gambar 2.6. Variasi *Power* sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Rotor dengan 2, 3, dan 4 *Blade Double Stage*. (Mahmoud et al, 2012)

Turbin *double stage rotor* menghasilkan *power* yang lebih besar per luas penampangnya seperti dapat dilihat pada Gambar 2.7. Untuk mengukur *specific power* tersebut, peneliti mengukur torsi statis pada sudut yang sama dan kecepatan angin yang sama. Pada Gambar 2.8 terlihat *power* yang dihasilkan dengan penggunaan berbagai macam variasi *overlap ratio*.

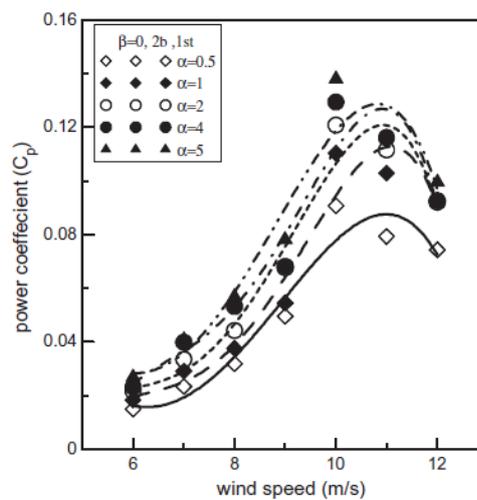


Gambar 2.7. *Specific Power* pada Variasi Kecepatan Angin untuk Rotor *Single* dan *Double Stage*. (Mahmoud et al, 2012)



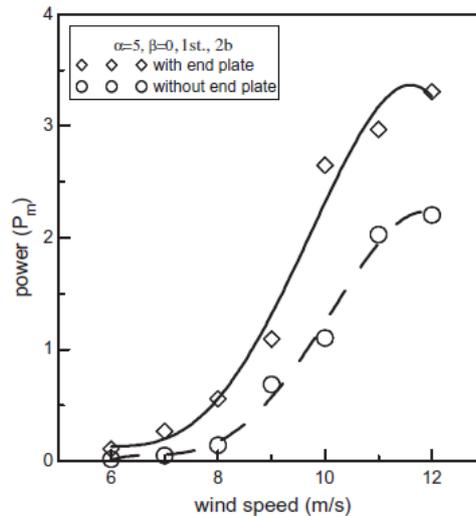
Gambar 2.8. *Power* Sebagai Fungsi Kecepatan Angin dengan Variasi *Overlap Ratio*. (Mahmoud et al, 2012)

Dari *overlap ratio* 0 hingga 0.35 didapatkan bahwa *power* tertinggi dihasilkan pada turbin dengan *overlap ratio* 0 atau tidak ada celah sama sekali antara *blade* turbin. Terdapat pengaruh *aspect ratio* dan pemasangan *end plate* pada performa turbin angin Savonius. Pada Gambar 2.9, dapat dilihat bahwa koefisien *power* yang dihasilkan oleh turbin dengan *aspect ratio* 0.5 memiliki performa paling rendah dibandingkan turbin dengan *aspect ratio* lainnya dalam percobaan tersebut. Sedangkan performa paling tinggi didapatkan pada *aspect ratio* tertinggi dalam percobaan.



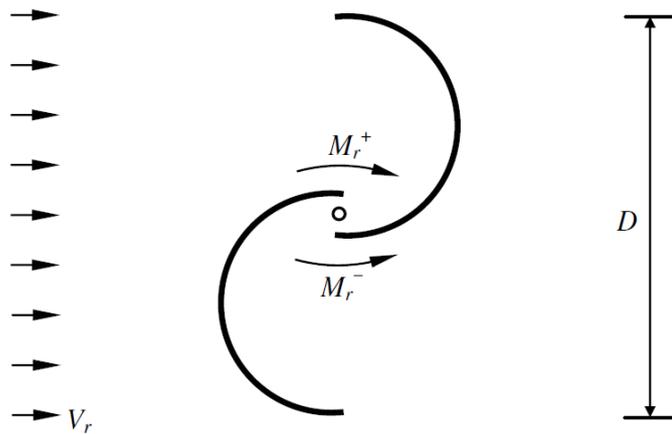
Gambar 2.9. *Power Coefficient* Sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Variasi *Aspect Ratio*. (Mahmoud et al, 2012)

Penelitian melibatkan pemasangan *end plate* pada turbin Savonius. Dengan parameter lainnya tetap konstan, pemasangan *end plate* pada turbin menyebabkan kenaikan *power* yang dihasilkan seperti dapat dilihat pada Gambar 2.10. Hal tersebut berkaitan dengan penambahan massa udara yang mengenai rotor turbin.



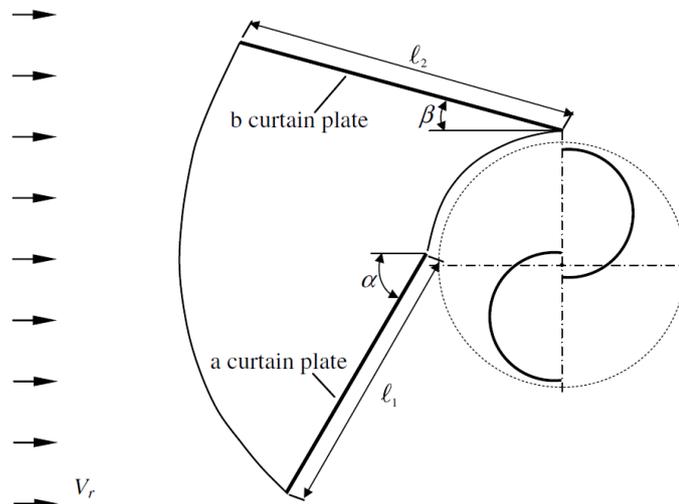
Gambar 2.10. *Power* Sebagai Fungsi Kecepatan Angin pada Turbin Dengan dan Tanpa *End Plate*. (Mahmoud et al, 2012)

(Altan, et. al., 2008) melakukan penelitian eksperimental dan simulasi dengan menambahkan penghalang berupa tirai di depan *returning blade* dengan tujuan mengurangi aliran angin yang bekerja pada *returning blade* sehingga diharapkan torsi negatif (berlawanan arah dengan putaran turbin) berkurang. Ilustrasi torsi negatif dan positif dapat dilihat pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11. Momen Positif dan Negatif (Altan & Atilgan, 2008)

Percobaan tersebut dilakukan menggunakan turbin Savonius dengan *aspect ratio* 1:1 di mana tinggi dan diameter turbin sama-sama 32 cm. Penambahan tirai dilakukan seperti pada Gambar 2.12 di mana 2 tirai diletakkan di depan bilah turbin dengan bukaan di depan bilah cekung. Sudut tirai a dan tirai b masing-masing memiliki kemiringan sebesar α dan β . Sudut α divariasikan antara 30° hingga 60° sedangkan sudut β bervariasi antara 10° hingga 15° . Panjang tirai l_1 dan l_2 juga dibedakan menjadi 3 variasi pasangan seperti pada tabel 2.1.



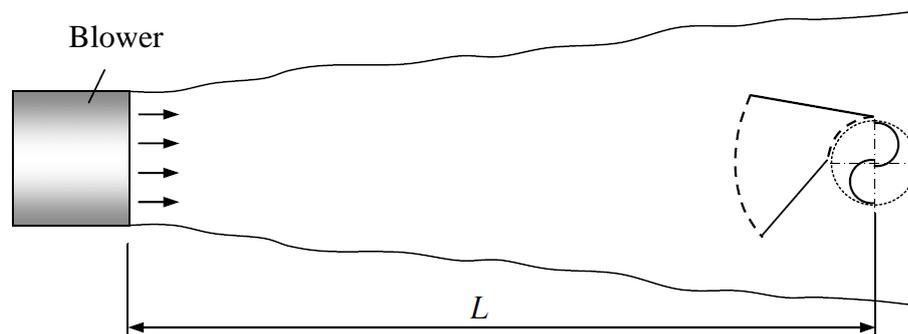
Gambar 2.12. Tata Letak Tirai Penghalang. (Altan & Atilgan, 2008)

Tabel 2.1. Variasi Panjang Tirai. (Altan & Atilgan, 2008)

Types of Curtain Arrangement	l_1 (cm)	l_2 (cm)
Curtain 1	45	52

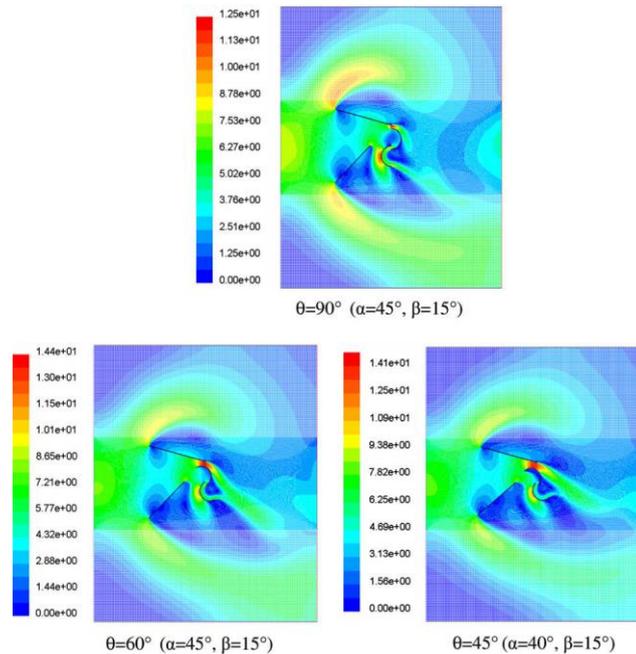
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26

Fluida kerja berupa udara dengan rata-rata $Re = 1.5 \times 10^5$ dibangkitkan oleh blower dengan jarak 5 meter. Untuk mencapai Reynolds number yang diharapkan, rata-rata kecepatan angin dibuat menjadi 7 m/s. Skema penelitian tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13. Skema Penelitian Eksperimen. (Altan & Atilgan, 2008)

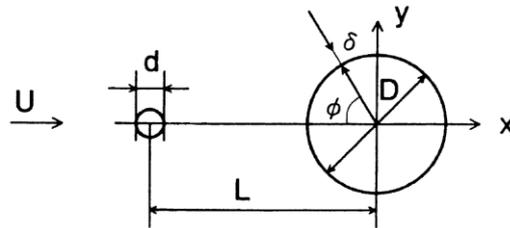
Pemasangan tirai di depan turbin angin sebagai pengarah aliran angin mengakibatkan meningkatnya performa turbin angin Savonius. Pada kondisi aliran udara dan turbin angin yang sama, momen statis turbin angin lebih besar ketika dipasang tirai. Hal tersebut diakibatkan angin terperangkap di bilah cembung dan dipaksa untuk memutar bilah seperti ditunjukkan dengan gambar kontur kecepatan angin pada Gambar 2.14. Oleh karena itu peningkatan momen terbesar ada pada saat sudut putar turbin 45° , 60° , dan 90° di mana celah antara tirai dan bilah turbin berada pada posisi paling sempit.



Gambar 2.14. Kontur Kecepatan Aliran Angin pada Posisi Turbin 45° , 60° , dan 90° . (Altan & Atilgan, 2008)

Tirai yang dipasang di depan turbin sebagai alat pengarah angin, meningkatkan performa turbin angin Savonius dalam semua kondisi penelitian, baik secara numerik maupun eksperimental. Dalam posisi sudut turbin tertentu, tirai berfungsi untuk mempercepat laju aliran angin sekaligus menghalangi angin untuk mengenai returning blade. Kenaikan torsi statis pada sudut turbin 90° sebagai akibat daripada pemasangan tirai terjadi hingga 200% dibandingkan torsi pada sistem tanpa tirai.

(Tsutsui, et. al., 2002) meneliti pengaruh silinder pengontrol pasif aliran terhadap aliran yang mengenai sebuah silinder. Silinder pengontrol pasif aliran diletakkan di depan silinder seperti pada Gambar 2.15 dengan jarak yang bervariasi antara 50 dan 120 mm. Percobaan dilakukan dalam terowongan angin yang memiliki tinggi 400 mm, lebar 150 mm, dan Panjang 800 mm yang dihembuskan angin dengan kecepatan bervariasi mulai 4 hingga 24 m/s. Karakteristik aliran mengitari dinding divisualisasikan menggunakan asap dan tekanan di sekitar silinder dikur menggunakan manometer. Nilai r.m.s. fluktuasi tekanan dan kecepatan aliran juga diukur masing-masing menggunakan sensor tekanan semi konduktor dan *hotwire anemometer*. Mengintegrasikan data distribusi tekanan, akan didapatkan *pressure drag*.

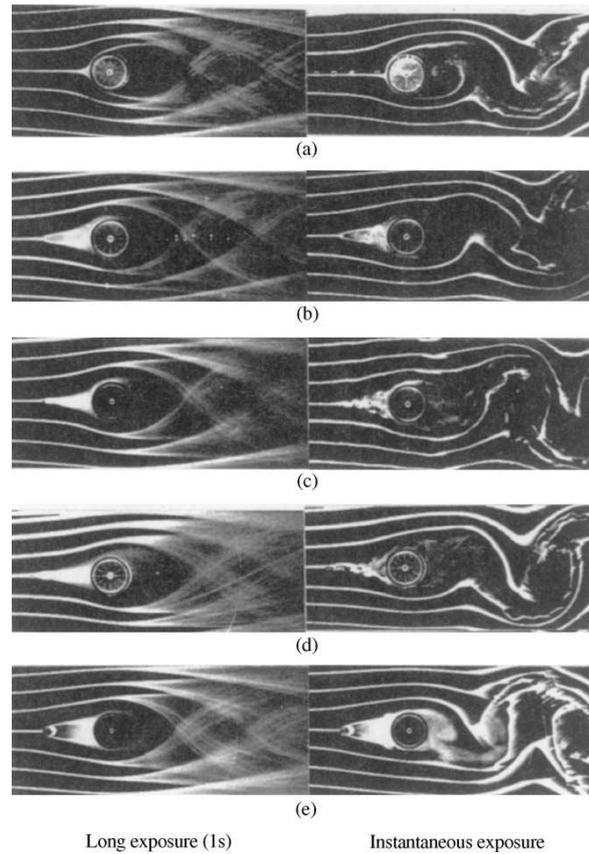


Gambar 2.15. Posisi Silinder Pengontrol Pasif dan Silinder Utama. (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Pola aliran ditunjukkan pada Gambar 2.16, gambar pada sebelah kiri memvisualisasikan aliran pada *exposure*/ pengambilan gambar durasi Panjang, sedangkan gambar di sebelah kiri menunjukkan aliran dengan *exposure* sangat cepat. Hasil yang didapatkan melalui pengamatan, terdapat 2 tipe aliran yang terjadi, yakni:

1. Aliran yang mengalami *vortex shedding* ketika melewati silinder pengontrol pasif.
2. Aliran tidak mengalami *vortex shedding* ketika melewati silinder pengontrol pasif.

Gambar 2.16 (b) dan (e) menunjukkan aliran yang tidak mengalami *vortex shedding*. Sedangkan (c) dan (d) mengalami *vortex shedding*. Perlu diperhatikan bahwa pada Gambar 2.16 (b) dan (c), perbedaan hanya terletak pada *Re number* saja, hal tersebut menunjukkan peningkatan *Re number* menyebabkan peningkatan kecenderungan terbentuknya *vortex*. Sedangkan pada Gambar 2.16 (d) dan (e), walaupun *Reynolds number* dan jarak silinder pengontrol pasifnya sama, terdapat perbedaan karakteristik aliran yang disebabkan oleh perbedaan diameter silinder pengontrol pasif.



Gambar 2.16. Visualisasi Karakteristik Aliran Menggunakan Asap

(a) Tanpa silinder pengontrol pasif, $Re = 1.5 \times 10^4$

(b) $d/D = 0.075$; $L/D = 1.75$; $Re = 1.5 \times 10^4$

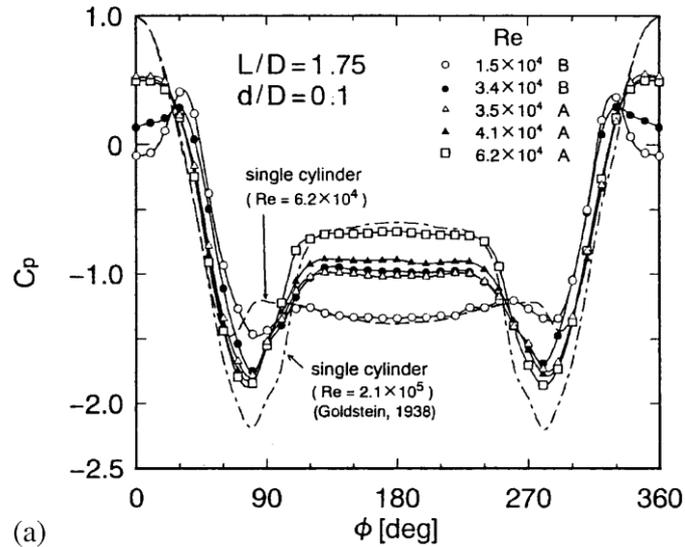
(c) $d/D = 0.075$; $L/D = 1.75$; $Re = 2 \times 10^4$

(d) $d/D = 0.075$; $L/D = 2$; $Re = 1.5 \times 10^4$

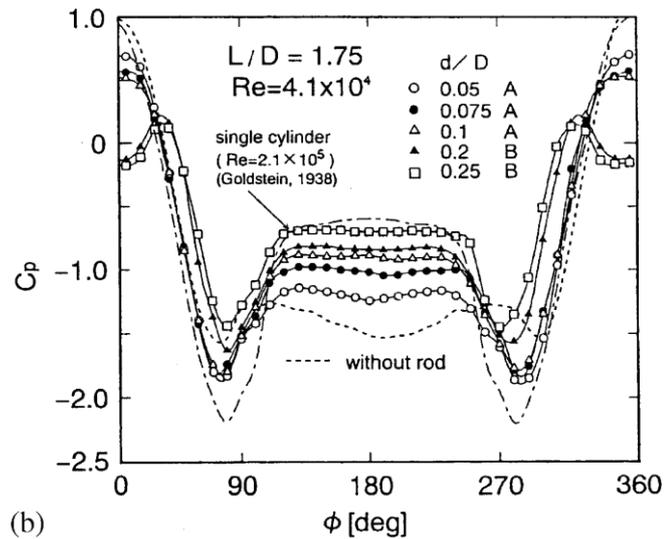
(e) $d/D = 0.25$; $L/D = 2$; $Re = 1.5 \times 10^4$

(Tsutsui & Igarashi, 2002)

Gambar 2.17 (a) menunjukkan distribusi koefisien tekanan di sekitar silinder untuk sistem dengan $L/D = 1.75$, $d/D = 0.1$. Karakteristik aliran berubah dari tanpa vortex shedding menjadi dengan vortex shedding pada Re number 3.5×10^4 . Perubahan karakteristik tersebut diikuti dengan perubahan distribusi tekanan. Aliran dengan vortex shedding menurun sebagai akibat menurunnya kecepatan aliran, sedangkan pada aliran yang memiliki pola vortex shedding koefisien tekanan di area depan silinder bernilai negatif.



(a)

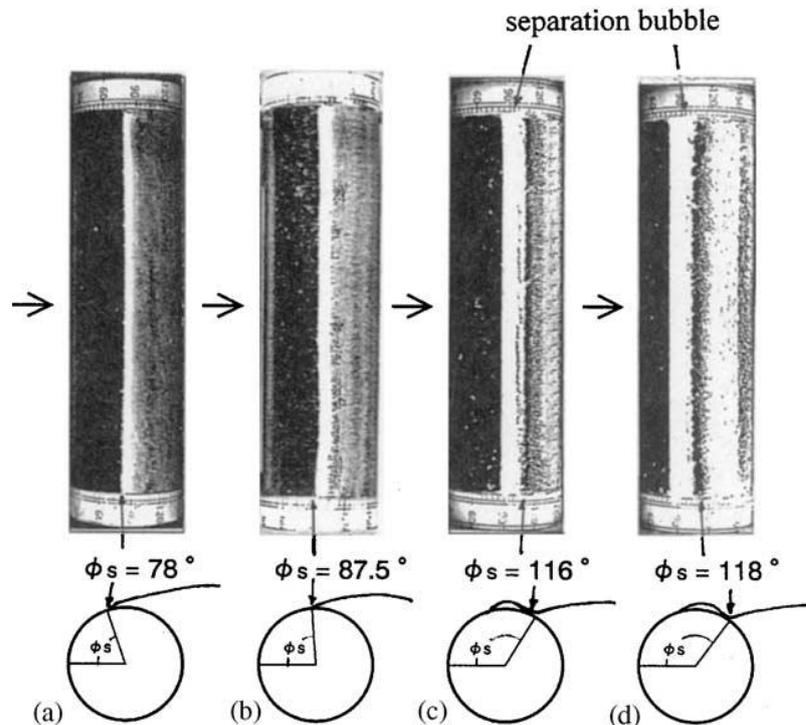


(b)

Gambar 2.17. Distribusi Tekanan pada Permukaan Silinder sebagai efek dari: (a). Re number; dan (b). d/D . (Tsutsui & Igarashi, 2002).

Hal tersebut disebabkan oleh terbentuknya *quasi-static vortex* di antara silinder pengontrol pasif dan silinder. Secara keseluruhan, koefisien tekanan paling besar terjadi pada area reattachment *shear layer*, yakni area di mana aliran yang telah mengalami separasi oleh silinder pengontrol pasif menempel kembali pada silinder. Koefisien tekanan paling rendah ada pada sudut silinder 70° hingga 90° , tergantung pada Re number. Meningkatnya Re menyebabkan terjadinya penundaan separasi yang mengakibatkan daerah dengan tekanan terkecil menjadi mundur. Penundaan separasi mendekati bagian belakang silinder juga terjadi pada Re kritis, ketika aliran bertransisi dari laminar menjadi turbulen. Gambar 2.18 (b)

menunjukkan distribusi tekanan pada kondisi $L/D = 1.75$; $Re = 4.1 \times 10^4$, dan berbagai kondisi d/D . Aliran mulai mengalami perbedaan karakteristik, dari tidak ada vortex shedding menjadi ada pada nilai $Re = 0.05$ hingga 0.075 . Hal tersebut menunjukkan parameter d/D berpengaruh terhadap karakter aliran dan berbanding lurus terhadap tekanan yang terjadi di bagian belakang silinder.

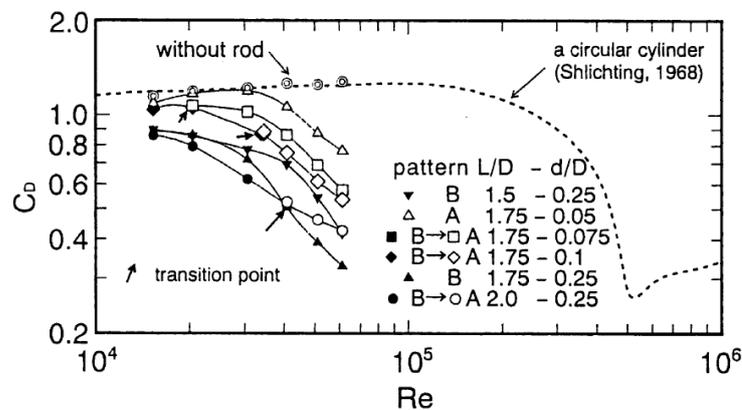


Gambar 2.18. Titik Separasi Aliran, (a) Tanpa silinder pengontrol pasif. (b) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 1,5 \times 10^4$. (c) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 4,1 \times 10^4$. (d) $d/D = 0,25$; $L/D = 2,0$; $Re = 6,2 \times 10^4$. (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Titik separasi pada silinder berubah dengan perubahan *Re number*. Pada sistem silinder pengontrol pasif yang sama yakni $d/D = 0.25$; $L/D = 2.0$ pada *Re number* 1.5×10^4 , titik separasi berada pada sudut 87.5° . Sudut separasi mundur seiring bertambahnya *Re number*, pada angka *Reynolds* 4.1×10^4 dan 6.2×10^4 separasi masing-masing terjadi pada 116° dan 118° . Gambar 2.18 menunjukkan pergerakan titik separasi yang terjadi pada permukaan silinder. Namun demikian pada angka *Re* yang sama, yaitu 4.1×10^4 , penempatan silinder pengontrol pasif menunda proses separasi hingga 38° dibandingkan tanpa pengontrol pasif apapun seperti dapat dilihat pada Gambar 2.18.

Terjadi hubungan yang berbanding terbalik antara *Re number* dan koefisien *drag* daripada silinder, pada angka *Re* yang lebih kecil, koefisien *drag* cenderung besar. Sebaliknya koefisien *drag* menurun seiring dengan turunnya *Re number* aliran seperti dapat dilihat pada Gambar 2.19. Apalagi jika dibandingkan dengan aliran dalam sistem tanpa silinder pengontrol pasif, terjadi penurunan koefisien *drag* yang signifikan jika dibandingkan dengan aliran yang menggunakan sistem pengontrol pasif aliran. Penurunan *drag* akibat silinder pengontrol pasif tersebut memiliki karakteristik yang mirip dengan penurunan *drag* akibat terbentuknya turbulensi.

Penurunan *pressure drag* pada kasus tersebut terjadi akibat menurunnya tekanan aliran di depan silinder dan tertundanya sudut separasi. Akibat daripada itu pula terbentuk aliran dengan pola tanpa *vortex shedding*. Sehingga aliran dengan pola B yakni yang tanpa *vortex shedding* mengalami drag yang cenderung lebih kecil.

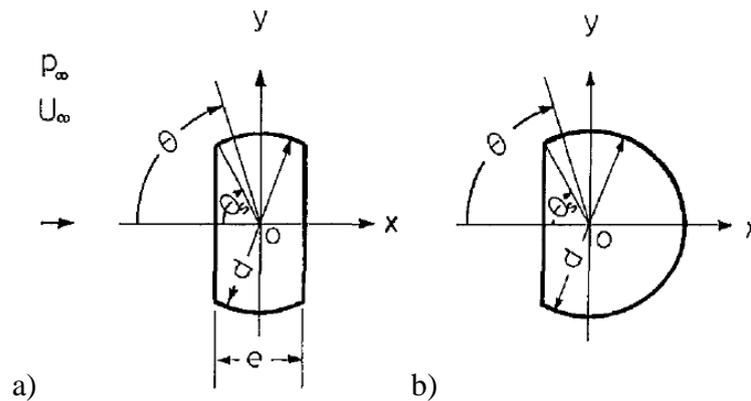


Gambar 2.19. Koefisien Drag pada Variasi Kondisi Silinder Pengontrol pasif dan *Re Number*. (Tsutsui & Igarashi, 2002)

Dalam penelitian tersebut, kondisi optimal untuk menurunkan koefisien *drag* adalah $d/D = 0.25$, $L/D = 2.0$ untuk *Re number* kurang dari 4.1×10^4 dan $L/D = 1.75$ untuk *Re number* sama dengan atau lebih daripada 4.1×10^4 .

(Aiba, et. al., 1997) melakukan penelitian mengenai karakteristik aliran di sekitar *bluff body* silinder dengan variasi sudut potong. Udara dengan *Re number* =

2×10^4 hingga 3.5×10^4 dialirkan normal terhadap permukaan silinder yang terpotong. 2 model pemotongan dilakukan pada sebuah silinder, tipe I dan tipe D. Pada tipe I dilakukan pemotongan sebesar sudut θ pada sisi depan dan belakang silinder yang parallel terhadap dengan sumbu y. Pada tipe D, pemotongan dilakukan hanya pada bagian depan. Sudut θ diset pada nilai 0° , 36.9° , 45.6° , 49.5° , 53° , 56.6° , 60° , 66.4° , dan 72.5° untuk masing-masing model.



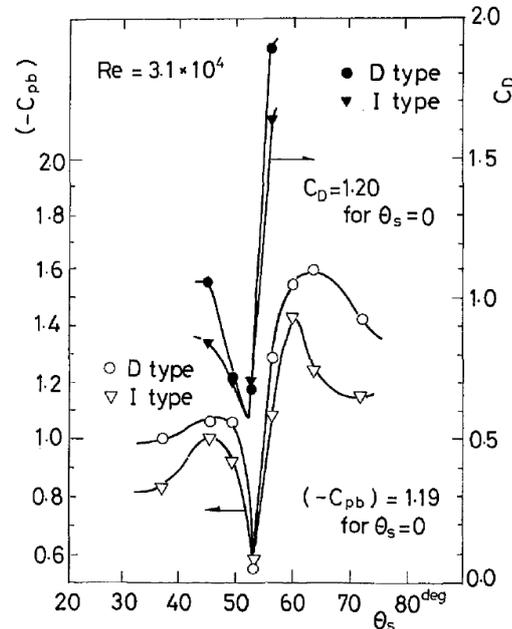
Gambar 2.20. Benda Uji Silinder *Bluff Body*. (a) tipe I. (b) tipe D.

Perbedaan tekanan ($P_b - P_\infty$) merupakan perbedaan antara tekanan statis di hulu aliran dan tekanan statis di bagian belakang silinder, keduanya diukur menggunakan *pitot tube*. *Drag* silinder diukur menggunakan sistem penyeimbang yang dihubungkan dengan senar piano. Semua pengukuran dilakukan pada *wind tunnel*.

Base pressure coefficient C_{pb} dan *drag coefficient* C_D sebagai fungsi sudut potong θ pada $Re = 3.1 \times 10^4$ ditunjukkan pada Gambar 2.21. C_{pb} paling kecil diperoleh pada sudut potong sekitar 53° , baik pada silinder tipe I maupun tipe D, dengan nilai sekitar 0.5 hingga 0.55. Sebagai pembanding, pada percobaan dengan silinder tanpa sudut potong diperoleh nilai $C_{pb} = 1.19$. Visualisasi menggunakan pola *oil layer* pada silinder sudut potong 53° , dapat terlihat *boundary layer* laminar mengalami separasi pada sudut 57° dan mengalami *reattachment* pada sudut 69° kemudian pada hilir, aliran *boundary layer* yang turbulen mengalami separasi kembali pada sudut 110° .

Variasi nilai C_D yang diperoleh pada silinder tipe I dan D dengan sudut potong 53° sebanding dengan C_{pb} . C_D paling kecil terukur pada silinder dengan

sudut potong $50^\circ < \theta < 53^\circ$. Nilai C_D pada daerah tersebut berkisar 50% C_D silinder tanpa sudut potong.



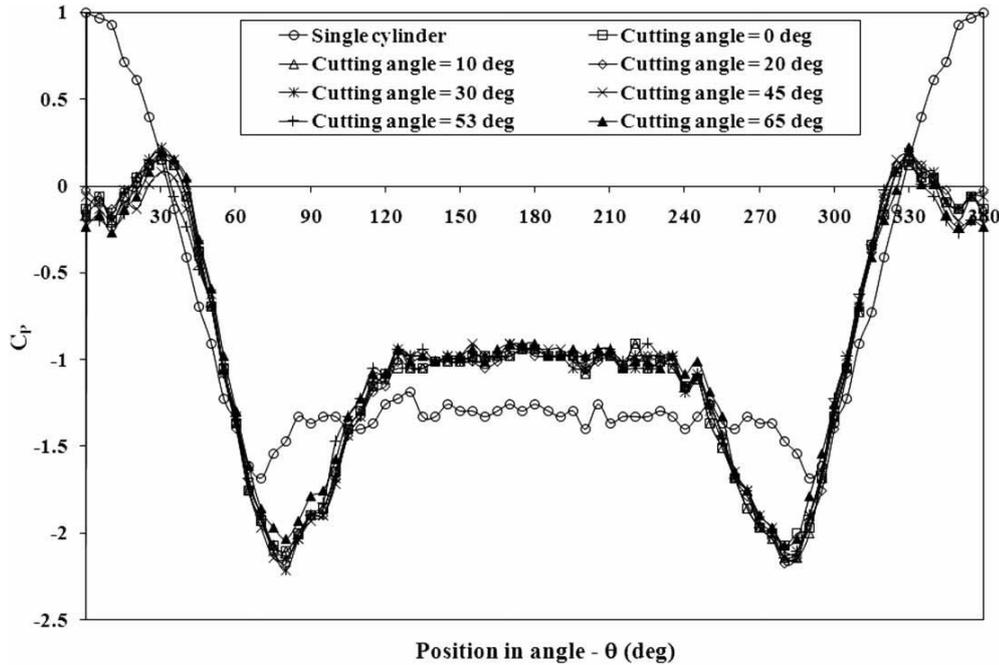
Gambar 2.21. $(-C_{pb})$ dan C_D Sebagai Fungsi Sudut Potong θ pada $Re = 3.1 \times 10^4$

(Yuwono, et. al., 2009) melakukan sebuah penelitian tentang penempatan pengontrol pasif *bluff body* silinder tipe I di depan silinder terhadap gaya aerodinamik yang terjadi. Dengan ditematkannya *bluff body* tersebut, fluida terlebih dahulu mengenai *bluff body* sehingga terjadi *shear layer* yang mengakibatkan terjadinya pergeseran area separasi pada silinder besar. Pergeseran yang terjadi berefek pada berubahnya gaya aerodinamis yang mengenai silinder.

Eksperimen tersebut menggunakan *bluff body* tipe I dengan sudut potong bervariasi: 0° , 10° , 20° , 30° , 45° , 53° , dan 65° dengan diameter dan jarak penempatan yang konstan. Keseluruhan proses dilakukan pada terowongan angin terbuka dengan *Reynolds number* $= 5.3 \times 10^4$. Data distribusi tekanan pada permukaan silinder diambil dengan menghubungkan lubang-lubang kecil pada permukaan silinder dengan manometer dan pola aliran digambarkan menggunakan *oil-flow visualization*, yaitu melapisi permukaan dengan minyak.

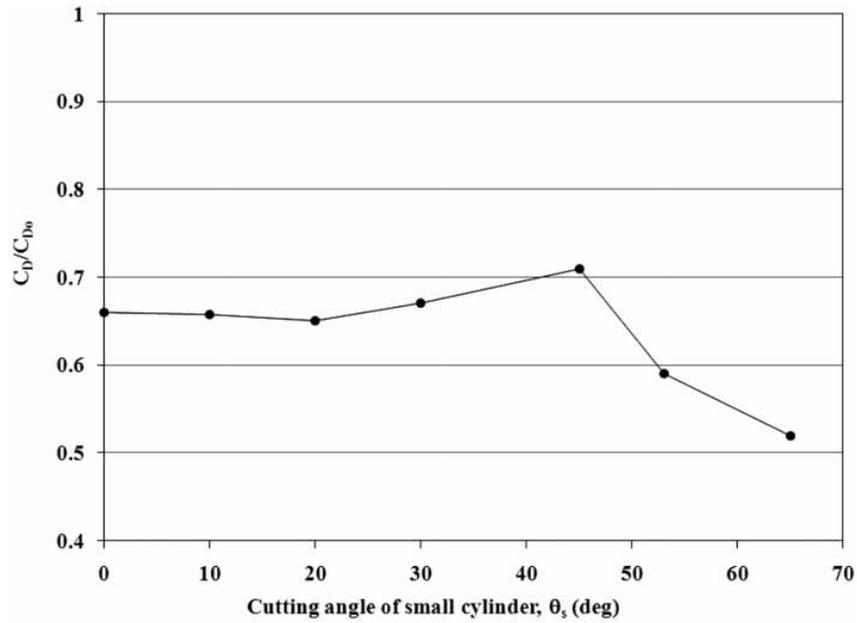
Distribusi koefisien tekanan berbentuk simetris sepanjang keliling silinder pada seluruh percobaan yang dilakukan seperti ditunjukkan pada Gambar 2.22. Tekanan pada bagian depan silinder mendekati nol, hal tersebut disebabkan *quasi-*

static vortex terbentuk di antara *bluff body* dan silinder. Kemudian pada area *reattachment* $\theta = 30^\circ$ dan 330° koefisien tekanan C_p bernilai 0.1 hingga 0.2. Peletakkan *bluff body* pengontrol pasif di depan silinder mengakibatkan tertundanya separasi pada bagian atas dan bawah silinder.



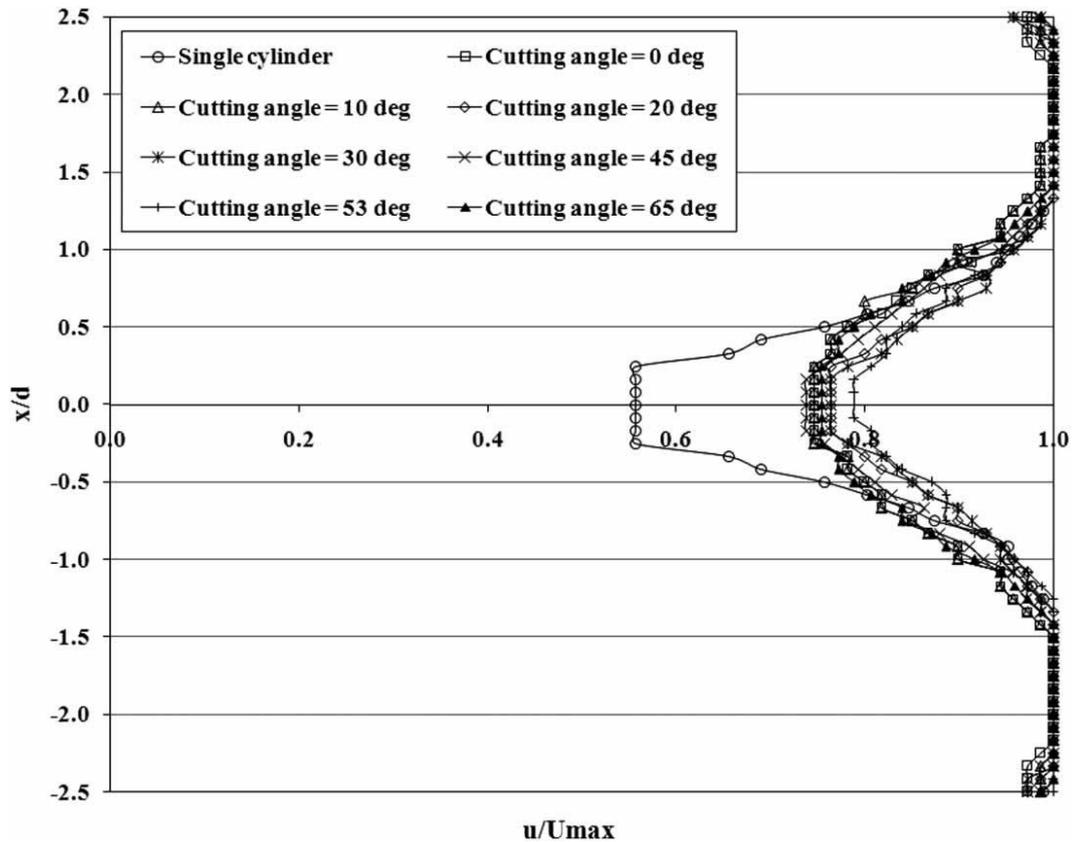
Gambar 2.22. Distribusi Koefisien Tekanan pada Sekeliling Silinder. (Triyogi, et al., 2009)

Koefisien *drag* (C_d) pada percobaan tanpa pengontrol pasif *bluff body* lebih besar daripada percobaan dengan *bluff body* seperti ditunjukkan oleh Gambar 2.23. Nilai C_d cenderung mengalami penurunan ketika sudut potong *bluff body* bertambah, kecuali pada sudut potong 30° dan 45° di mana nilai C_d justru bertambah. Berdasarkan data tersebut artinya penempatan silinder pengontrol pasif di depan silinder efektif untuk menurunkan gaya *drag* yang terjadi.



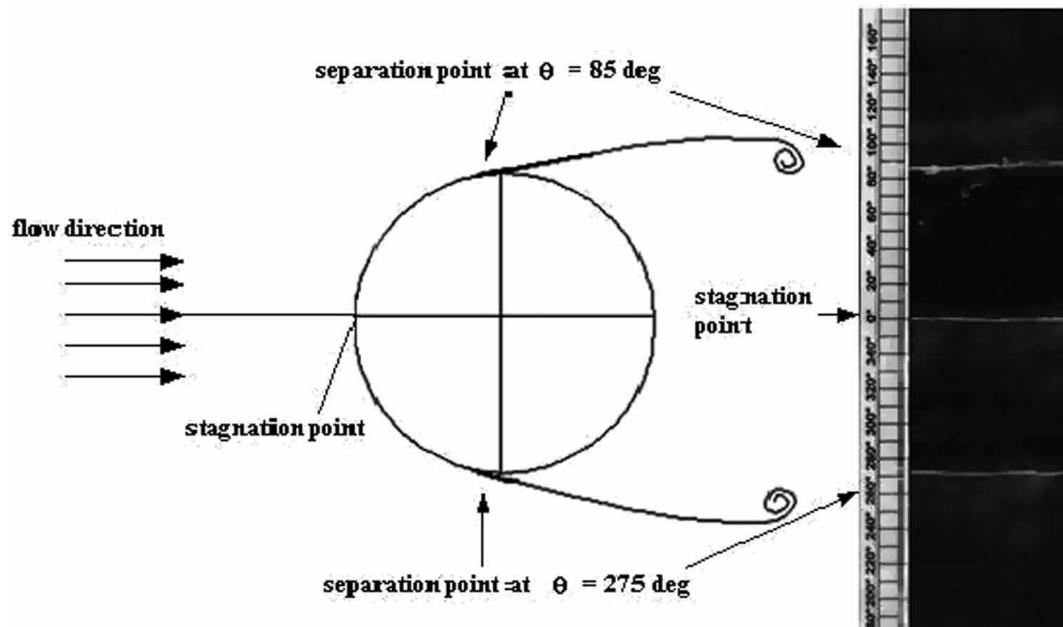
Gambar 2.23. Variasi Koefisien *Drag* Silinder dengan *Bluff Body* Relatif terhadap Koefisien *drag* pada Silinder Tanpa *Bluff Body*. (Triyogi, et al., 2009)

Profil kecepatan pada bagian belakang silinder berbentuk simetris, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.24. Hal tersebut mengindikasikan bentuk *wake* juga simetris. Terlebih lagi, area *wake* pada silinder dengan *bluff body* lebih kecil daripada area *wake* pada silinder tanpa *bluff body*. Oleh karena terbentuknya *shear layer* pada hulu, aliran pada silinder akan mengalami penundaan separasi, mengakibatkan mengecilnya area *wake* sehingga akhirnya *drag coefficient* C_d menurun.



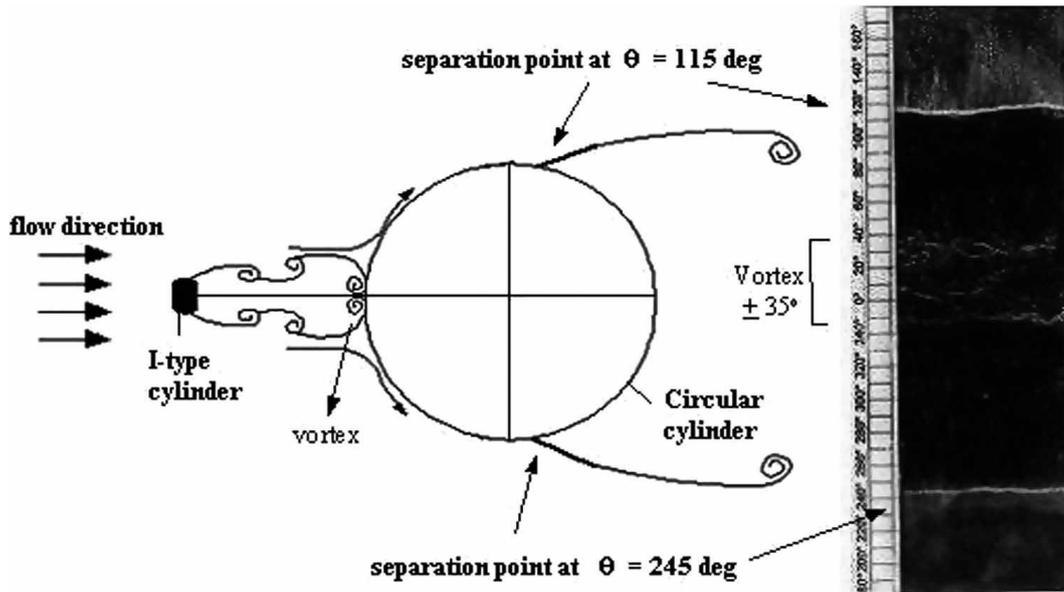
Gambar 2.24. Variasi Profil Kecepatan di Belakang Silinder pada Berbagai Sudut Potong *Bluff Body*. (Triyogi, et al., 2009)

Secara visual, *stagnation point* silinder tanpa dihalangi *bluff body* berada pada $\theta = 0^\circ$, yakni di bagian paling depan silinder, dan titik separasinya berada pada $\theta = 85^\circ$ dan $\theta = 275^\circ$ seperti pada Gambar 2.25. Hal tersebut menunjukkan *streamline* yang mengitari silinder berbentuk simetris, mengindikasikan *wake* yang berbentuk simetris di belakang silinder. Hasil tersebut mendukung hasil titik separasi yang diperoleh melalui data distribusi tekanan.



Gambar 2.25. Visualisasi Pola Aliran Sekitar Silinder Tanpa Penghalang *Bluff Body*. (Triyogi et. al., 2009)

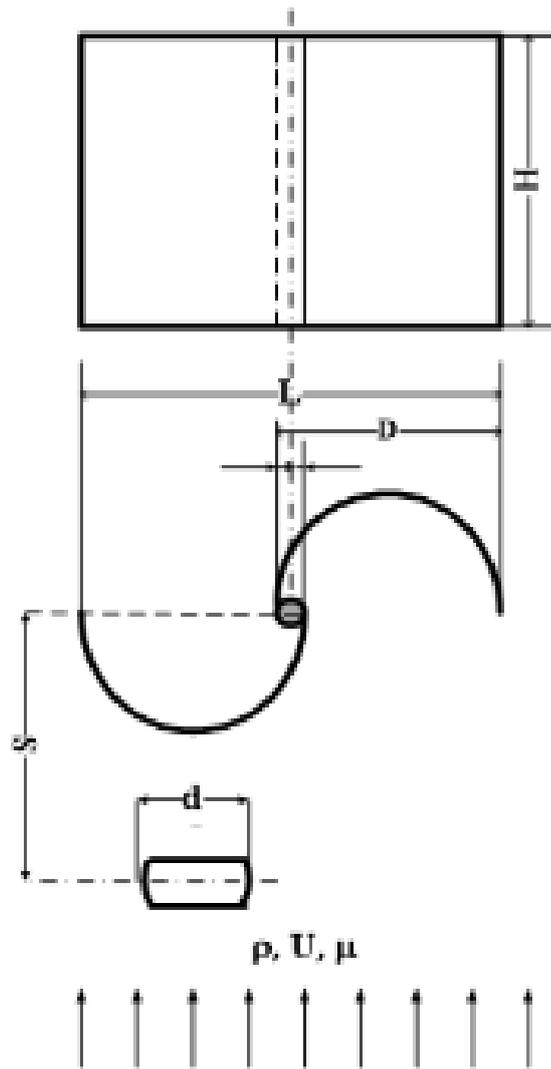
Pada aliran dengan *bluff body*, aliran pada silinder besar mengalami penundaan pada titik stagnasi. *Shear layer* yang mengalami separasi mengalami *reattachment* pada $\theta = 30^\circ$ dan $\theta = 330^\circ$. Pada daerah tersebut masing-masing *shear layer* mengalami pemisahan, di mana *shear layer* yang mengarah ke hulu disebut sebagai *forward shear layer* dan *shear layer* yang mengarah ke hilir disebut sebagai *backward shear layer*. *Shear layer* yang mengarah ke belakang mengalami separasi kembali pada sudut $\theta = 115^\circ$ dan $\theta = 245^\circ$. Di lain sisi, *forward shear layer* juga mengalami separasi di depan silinder dan menjadi daerah *vortex* di antara *bluff body* dan silinder, fenomena tersebut disebut sebagai *quasi-static vortex*. Gambar 2.26 menunjukkan visualisasi pola aliran sekitar silinder.



Gambar 2.26. Visualisasi Pola Aliran Sekitar Silinder dengan Penghalang *Bluff Body*. (Triyogi et. al., 2009)

Pemasangan instalasi penghalang *bluff body* efektif mengurangi koefisien *drag* yang terjadi pada silinder. *Bluff body* tipe I dengan sudut potong 65° memberikan hasil yang paling efektif disbanding bentuk-bentuk lainnya, mengurangi *drag* C_d hingga 0.52 kali C_d pada sistem tanpa *bluff body*.

(Sakti, et. al., 2016) melakukan penelitian untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan memasang instalasai silinder pengontrol pasif *bluff body* tipe I- 65° di depan *returning blade*. Eksperimen dilakukan dengan membangkitkan fluida udara 7 m/s menggunakan *axial fan*. Berdasarkan diameter turbin dan kecepatan udara, $Re = 127,000$. Gambar 2.27 menunjukkan tata letak eksperimen.

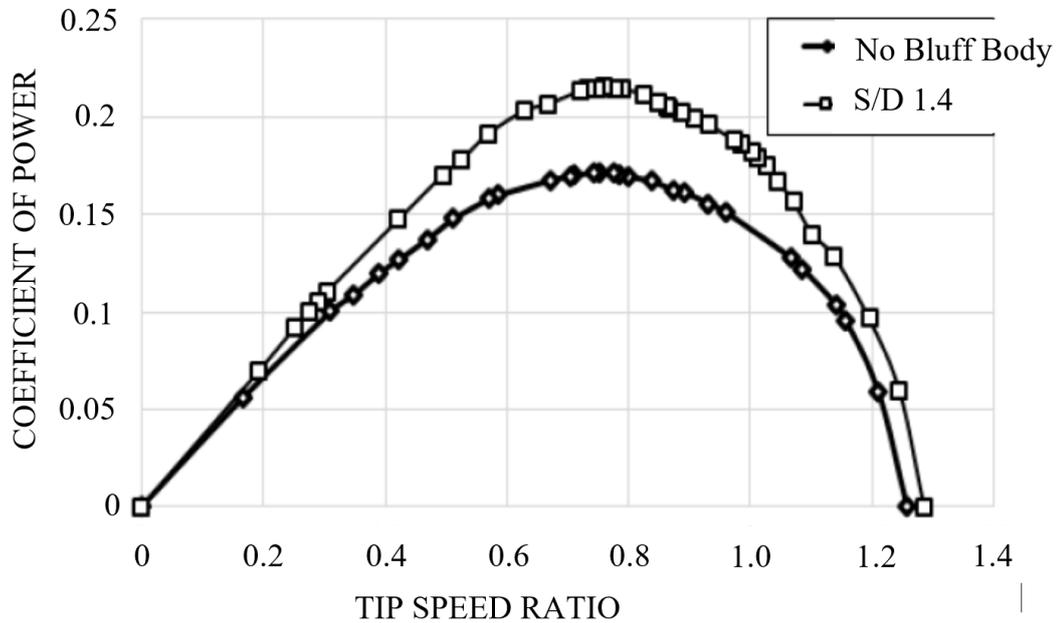


Gambar 2.27. Tata Letak Eksperimen. (Sakti, et. al., 2019)

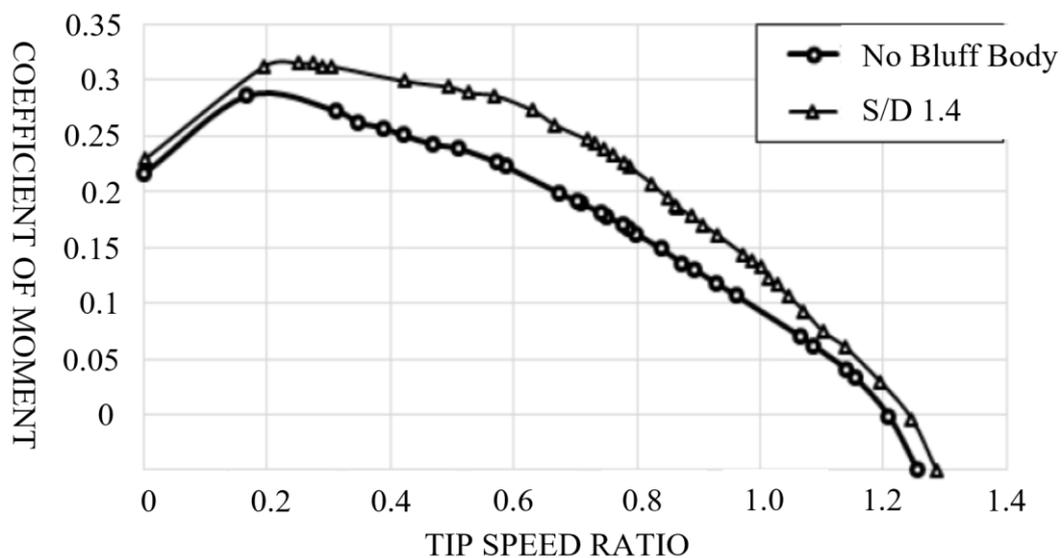
Pengukuran torsi dilakukan dengan prinsip *rope brake dynamometer* yang diikatkan pada beban penyeimbang dan secara berkala ditingkatkan untuk memperoleh torsi pada kecepatan putaran tertentu. Sedangkan pengukuran kecepatan putaran turbin dilakukan menggunakan *tachometer*. Pengukuran torsi statis dilakukan menggunakan *static* torquemeter. Perhitungan dilakukan untuk memperoleh *power* pada tiap *tip speed ratio*.

Penempatan silinder pengontrol pasif *bluff body* I-65° efektif untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional, sistem yang menggunakan silinder pengontrol pasif *bluff body* tipe I-65° menghasilkan *power* yang relatif lebih besar. Peningkatan paling

signifikan, sebesar 25.66% terjadi pada *tip speed ratio* 0.76 seperti terlihat pada Gambar 2.28. Indikasi lain terjadinya peningkatan performa adalah meningkatnya torsi yang dihasilkan oleh turbin pada setiap TSR seperti pada Gambar 2.29.

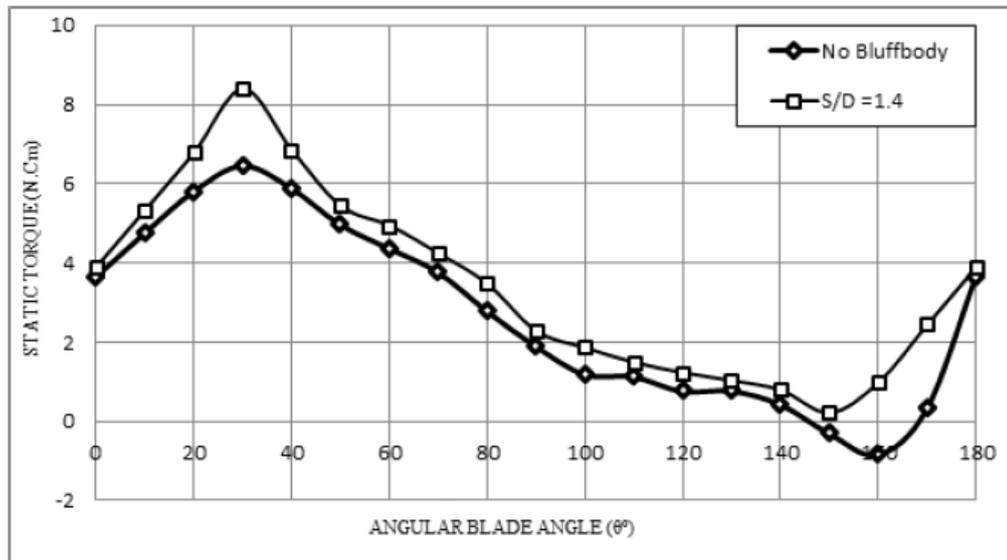


Gambar 2.28. C_p Sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $S/D = 1.4$ dan $Re 127,000$. (Sakti et. al., 2019)



Gambar 2.29. C_m Sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $S/D = 1.4$ dan $Re 127,000$. (Sakti et. al., 2019)

Penempatan silinder *bluff body* mempengaruhi torsi statis yang dihasilkan oleh turbin. Torsi statis meningkat paling signifikan pada sudut sekitar 30° dan 150° dibandingkan dengan turbin konvensional seperti pada Gambar 2.30. Hal tersebut mengindikasikan meningkatnya kemampuan turbin untuk *self-starting*.

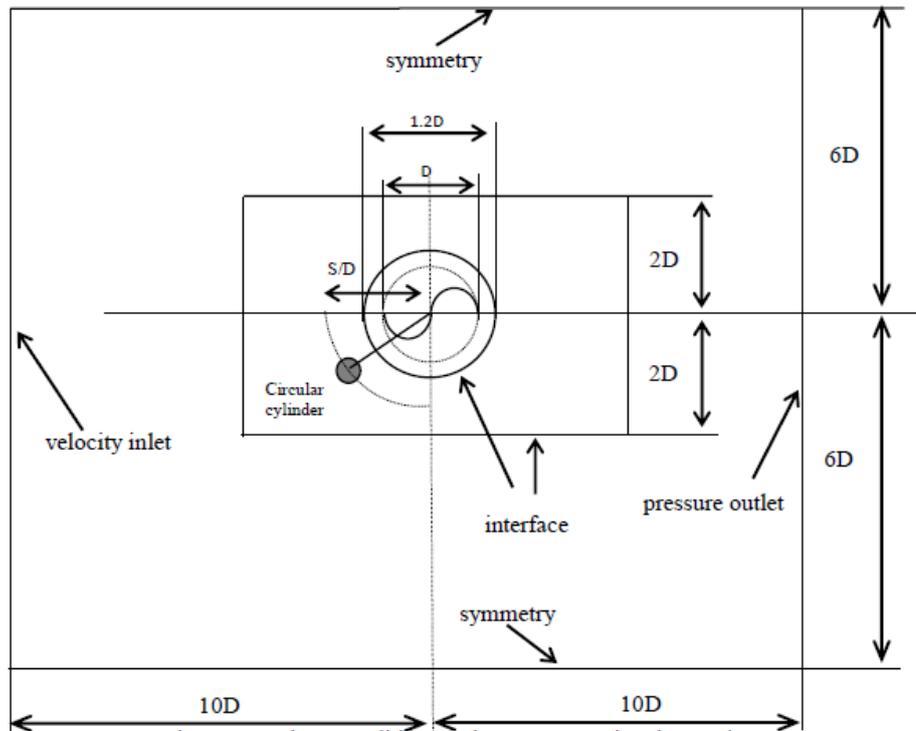


Gambar 2.30. Torsi Statis yang Dihasilkan Turbin untuk Tiap Sudut Putar Turbin pada $S/D = 1.4$ dan $Re = 127,000$. (Sakti et. al., 2019)

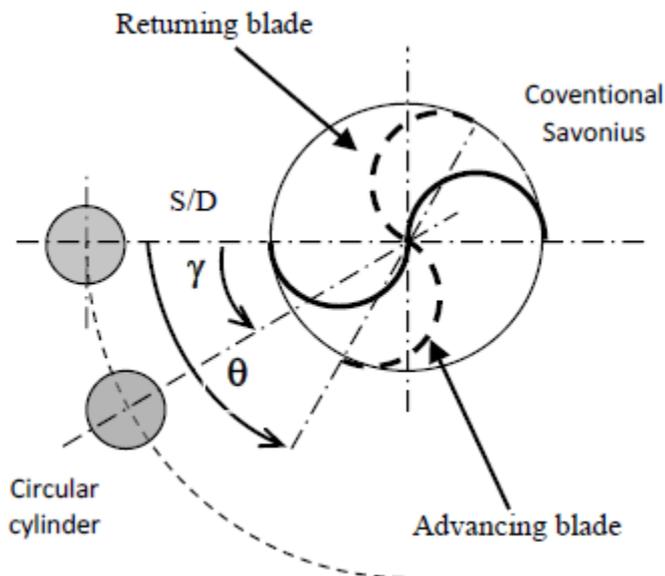
(Setiawan, et. al., 2019) melakukan simulasi numerikal mengenai pengaruh silinder *circular* yang diletakkan di depan *advancing blade* terhadap aliran di sekitar turbin. Simulasi dilakukan untuk mengathui pengaruh diameter silinder terhadap performa dan karakteristik aliran di sekitar turbin. Sistem tanpa silinder dan dengan variasi ukuran silinder dibandingkan untuk dapat diamati lebih jauh pengaruh instalasi silinder.

Analisa terhadap performa turbin dan visualisasi aliran dilakukan pada variasi diameter silinder *circular* (d_s) = 0.1D, 0.3D, dan 0.5D, serta variasi sudut penempatan silinder (γ) = 0°, 30°, dan 60°, jarak diameter terhadap pusat turbin (S) = 0.95D. Pada *domain* simulasi, terdapat 3 zona, yaitu *stationary zone*, *wake zone*, dan *rotating zone* yang masing-masing dibatasi oleh *interface*. *Domain* pada simulasi tersebut sepanjang 20D dan selebar 12D dengan pusat turbin Savonius berada tepat di tengah. Gambar 2.31 menunjukkan *domain* dan *boundary condition*

sedangkan Gambar 2.32 menunjukkan tata letak turbin dan silinder pengontrol pasif.

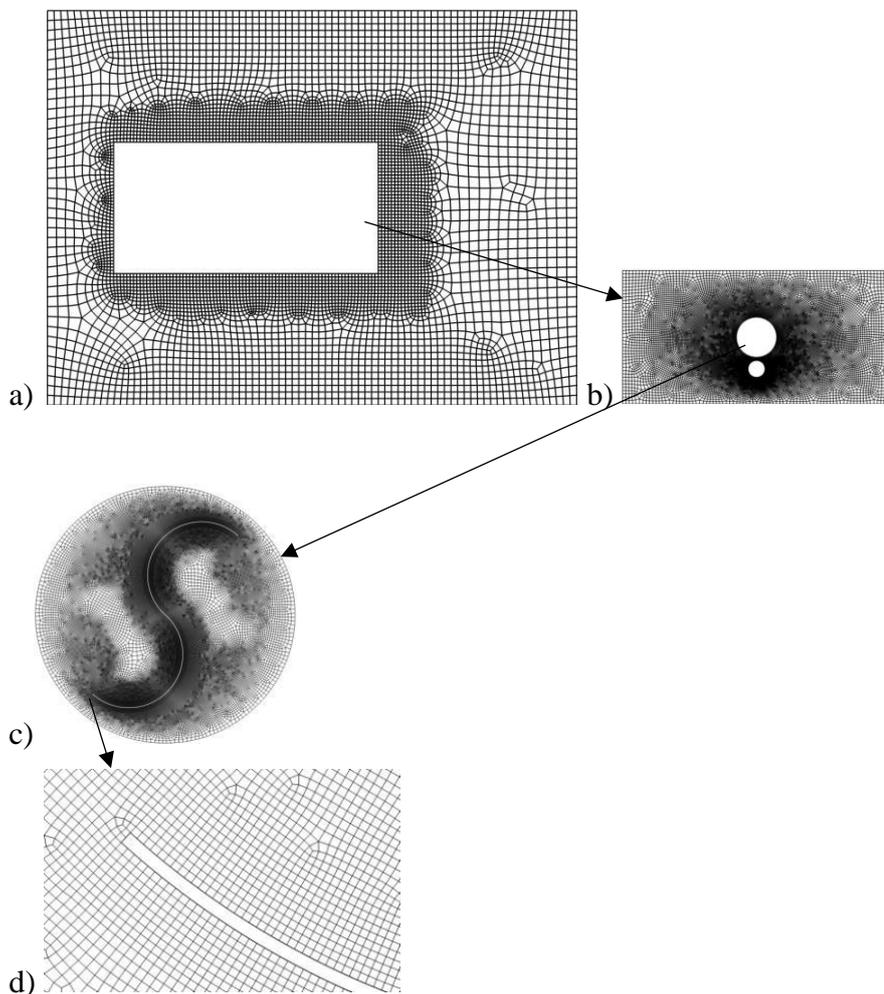


Gambar 2.31. *Domain Simulasi dan Boundary Condition.* (Setiawan, et. al., 2019)

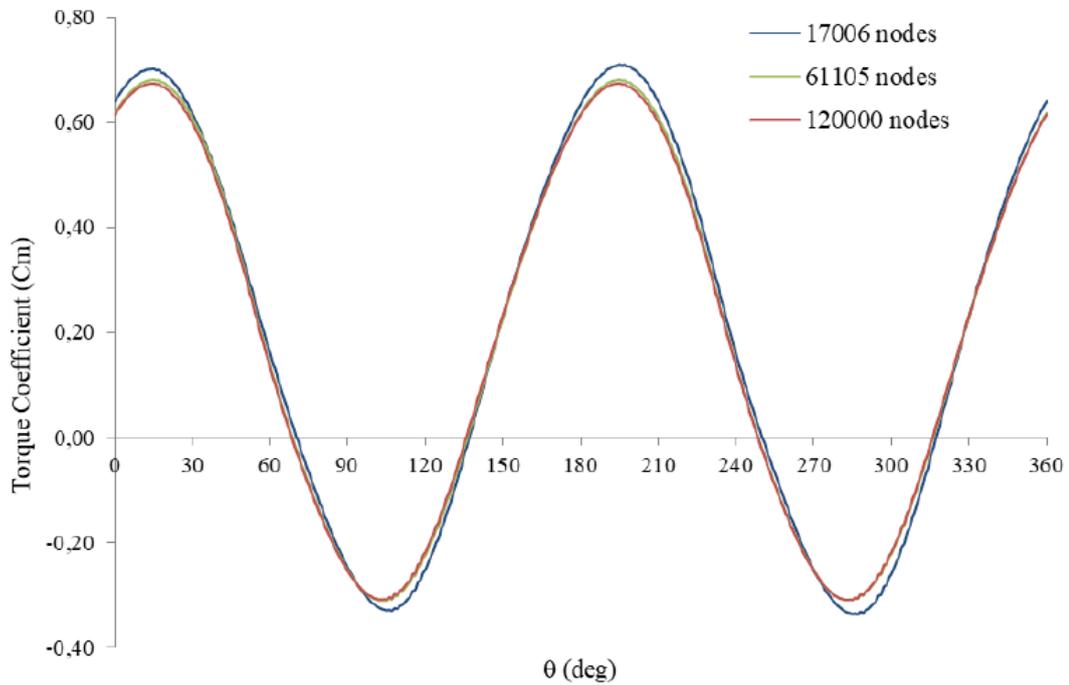


Gambar 2.32. *Tata Letak Turbin Savonius dan Silinder Circular.* (Setiawan, et. al., 2019)

Meshing quadrilateral elements digunakan dalam simulasi tersebut. Untuk mencapai akurasi yang dibutuhkan, y^+ diset pada nilai 30. *Meshing* paling halus dilakukan pada daerah dekat dengan turbin, dan secara bertahap ukuran *mesh* diperbesar pada bagian luar. Ukuran *meshing* divariasikan menjadi 3, *coarse*, *medium*, dan *fine* dalam proses verifikasi untuk mengetahui pengaruh ukuran elemen terhadap hasil penelitian. Elemen pada *coarse*, *medium*, dan *fine* masing-masing berjumlah 17006; 61005; dan 120000. Gambar 2.33 menunjukkan *meshing* yang dilakukan sedangkan Gambar 2.34 menunjukkan pengaruh ukuran *meshing* pada koefisien momen torsi.

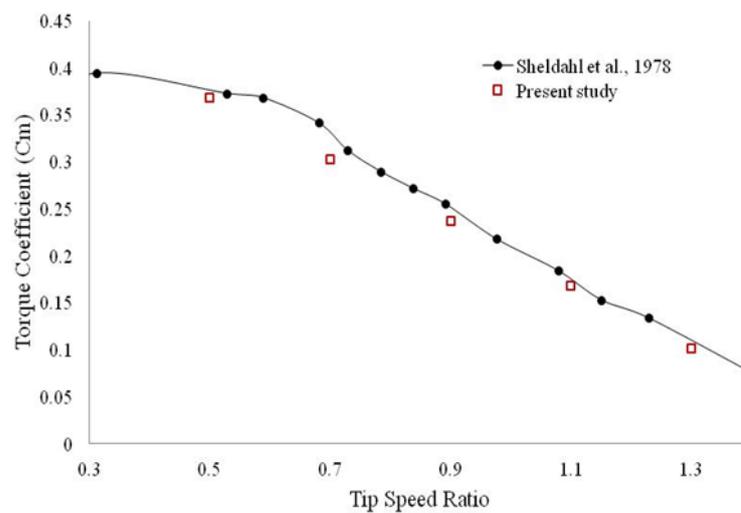


Gambar 2.33. *Meshing* pada daerah: (a) *fixed domain*. (b) *wake domain*. (c) *rotating domain*. (d) *blade*. (Setiawan, et. al., 2019)



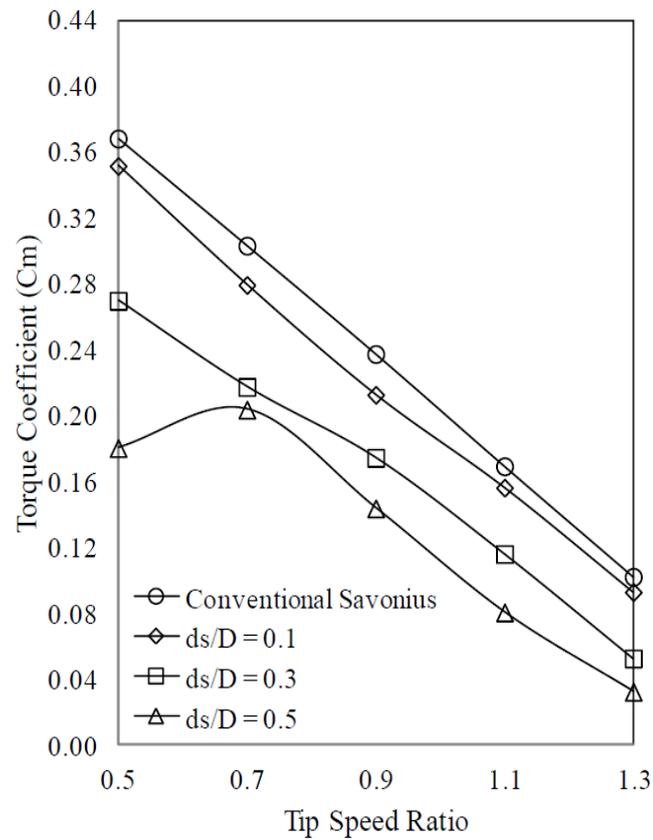
Gambar 2.34. Perbandingan konvergensi *mesh*. (Setiawan, et., al., 2019)

Hasil *meshing* lalu dimasukkan ke dalam program komersial ANSYS 17.00 dan diselesaikan menggunakan URANS analisa *transient sliding mesh*. Simulasi diset agar mencakup 1° setiap *time step*. Kriteria konvergensi tercapai pada nilai 10^{-5} *continuity*. Hasil yang didapatkan divalidasi, dibandingkan dengan penelitian referensi. Perbandingan dapat dilihat pada Gambar 2.35.

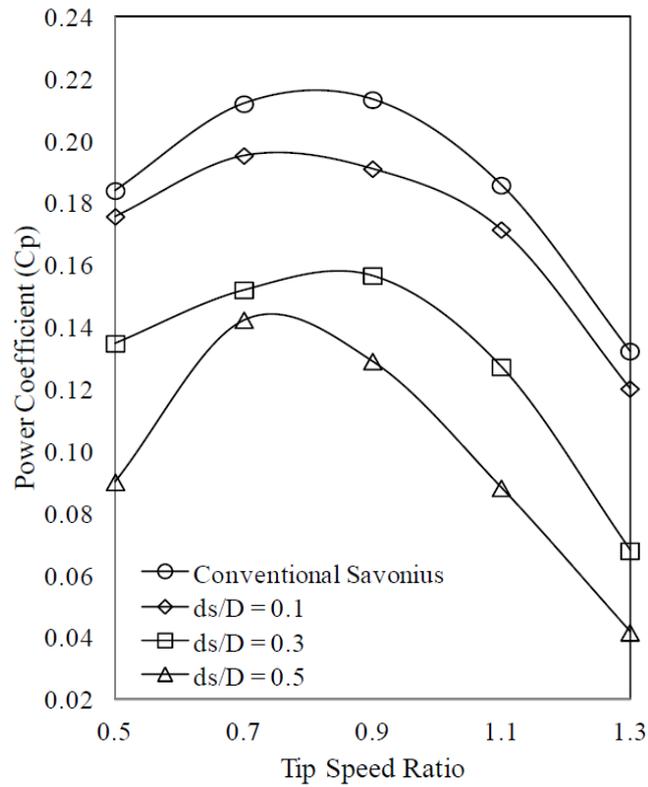


Gambar 2.35. Validasi C_m pada TSR 1.078 (Setiawan, et. al., 2019)

Peletakkan silinder pada 0° di depan *advancing blade* mengakibatkan menurunnya C_p turbin Savonius secara keseluruhan pada variasi diameter silinder apapun dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional. Peningkatan diameter silinder menyebabkan terjadinya penyumbatan aliran hulu yang menuju turbin. Akibatnya terjadi penurunan C_m dan C_p akibat peningkatan ukuran silinder seperti ditunjukkan pada Gambar 2.36 dan gambar 2.37 masing-masing untuk C_m dan C_p .

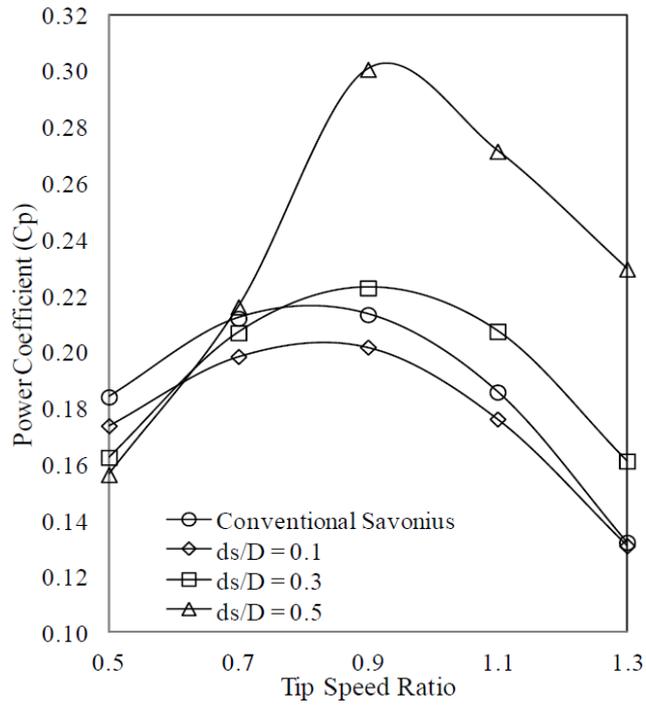


Gambar 2.36. Perbandingan C_m Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 0^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019)

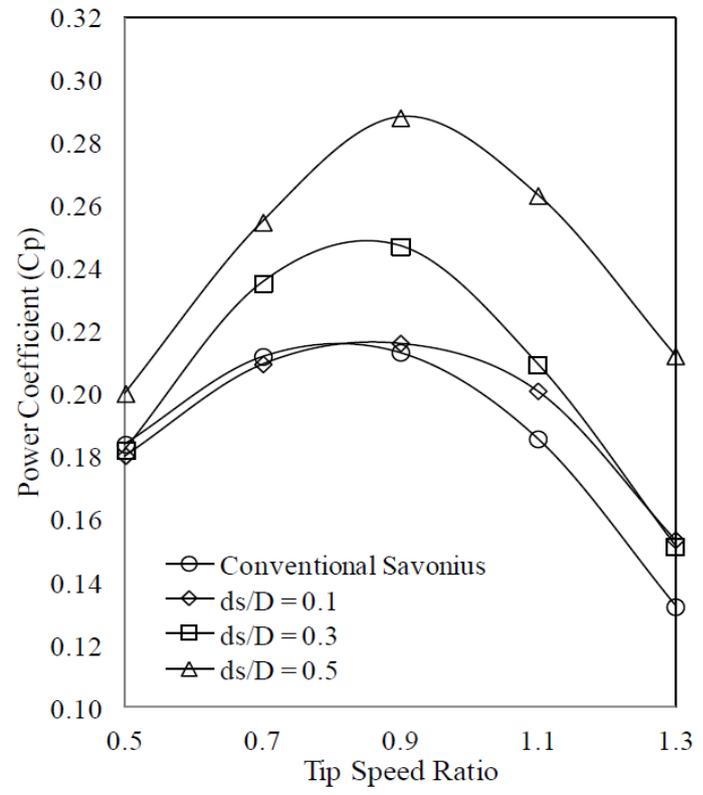


Gambar 2.37. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 0^\circ$. (Setiawan, et., al., 2019)

Pada sudut silinder $\gamma = 30^\circ$, terjadi peningkatan C_p pada $TSR > 0.7$ untuk sistem dengan silinder diameter $0.3D$ dan $0.5D$. Peningkatan yang lebih signifikan diperoleh pada $\gamma = 60^\circ$, di mana terjadi peningkatan C_p pada seluruh ukuran diameter dan TSR yang diamati. Pengaruh diameter silinder sebanding dengan peningkatan C_p sehingga peningkatan paling signifikan diperoleh sistem dengan diameter silinder $0.5D$. Secara keseluruhan, peningkatan C_p terbesar, 41.18% terjadi pada $\gamma = 30^\circ$ seperti pada Gambar 2.38 dan dengan diameter silinder $= 0.5D$ seperti dapat dilihat pada Gambar 2.39.

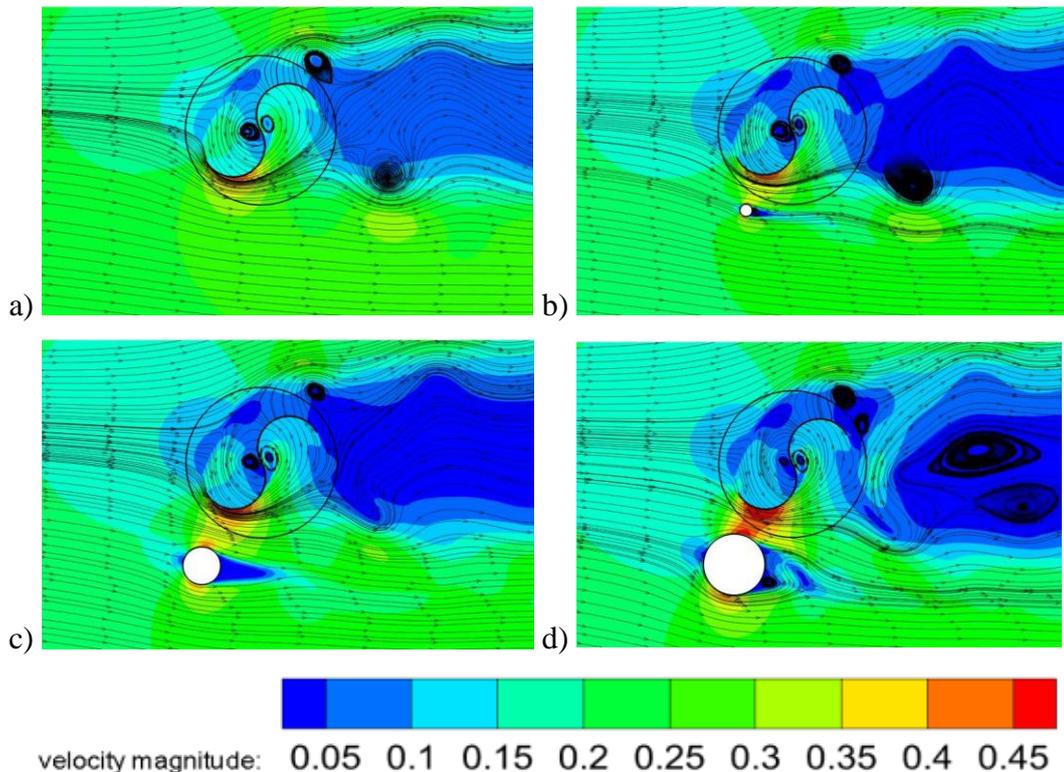


Gambar 2.38. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 30^\circ$.
(Setiawan, et., al., 2019)



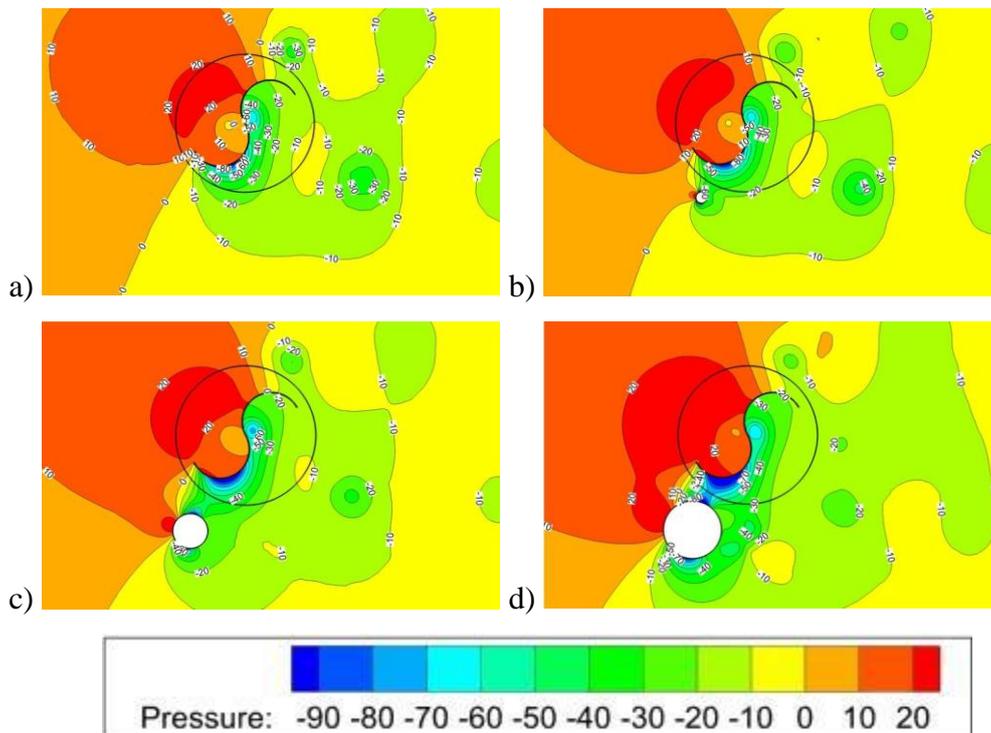
Gambar 2.39. Perbandingan C_p Setiap Variasi Ukuran Silinder pada $\gamma = 60^\circ$.
(Setiawan, et., al., 2019)

Pada semua sistem, dengan atau tanpa silinder, terjadi stagnasi aliran, *vortex*, *attachment*, dan *dragging flow*. Stagnasi selalu terjadi di depan *returning blade*. *Vortex* akibat *advancing blade* tidak terbentuk pada sistem yang menggunakan silinder berdiameter 0.3D dan $\gamma = 60^\circ$. Aliran yang mengalami *attachment* berakselerasi, dan dalam hal tersebut akselerasi melewati celah yang menyempit akibat instalasi silinder sehingga meningkatkan kecepatan fluida dan meniadakan *vortex* pada daerah *advancing blade*. Fenomena tersebut juga terjadi pada sistem dengan diameter silinder 0.5D dan $\gamma = 60^\circ$. Namun hal tersebut tidak terjadi pada sistem dengan silinder berdiameter 0.1D. Ini menunjukkan diameter silinder yang besar efektif dalam meningkatkan kecepatan aliran yang menuju ke belakang *advancing blade*. Peningkatan kecepatan aliran tersebut juga mengakibatkan berkurangnya aliran *dragging*. Kedua efek tersebut meningkat dan berbanding lurus terhadap besaran diameter silinder. Gambar 2.40 menunjukkan kontur kecepatan di sekitar turbin.

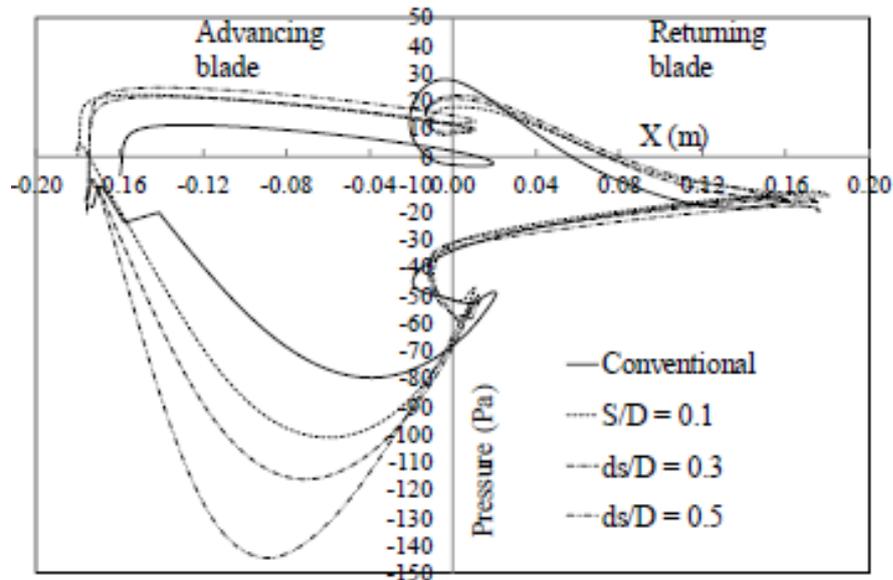


Gambar 2.40. Kontur Kecepatan Aliran $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9, dan: (a) tanpa silinder. (b) $ds/D = 0.1$. (c) $ds/D = 0.3$. (d) $ds/D = 0.5$. (Setiawan, et., al., 2019)

Silinder *circular* di depan turbin efektif dalam mengurangi tekanan pada daerah *attachment*. Penurunan tekanan tersebut mengakibatkan terjadinya peningkatan torsi positif dan akhirnya meningkatkan C_p turbin. Fenomena tersebut terjadi terutama pada $ds/D = 0.5$. Sehingga pada $\gamma = 30^\circ$ dan $\gamma = 60^\circ$ sistem dengan $ds/D = 0.5$ menghasilkan *power* yang lebih besar. Gambar 2.41 menunjukkan kontur tekanan di sekitar turbin sedangkan Gambar 2.42 menunjukkan distribusi tekanan pada permukaan *blade*.



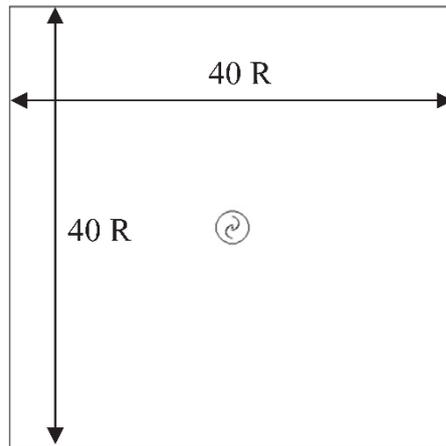
Gambar 2.41. Kontur Tekanan $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9, dan: (a) tanpa silinder. (b) $ds/D = 0.1$. (c) $ds/D = 0.3$. (d) $ds/D = 0.5$. (Setiawan, et., al., 2019)



Gambar 2.42. Distribusi Tekanan pada Permukaan *Blade* pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$, TSR = 0.9 dengan Variasi Diameter Silinder

(Larin, et. al., 2019) melakukan analisa kinerja dan aliran udara turbin angin Savonius yang dipasang pada atap rumah secara numerik. Penelitian dilakukan tidak hanya pada turbin angin saja, melainkan juga mensimulasikan kondisi aliran udara di sekitar bangunan tempat turbin angin dipasang. Hal tersebut dilakukan untuk lebih mengerti kondisi aliran yang terjadi sesungguhnya. Posisi pemasangan, jumlah *blade* turbin, dan geomteri turbin dianalisa hubungannya terhadap kinerja turbin angin Savonius pada kecepatan angin rendah, sesuai dengan perkotaan.

Validasi metode simulasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan eksperimen dan penelitian yang dilakukan oleh (Hayashi & Yutaka, 2005). Turbin yang divalidasi merupakan turbin Savonius standar dengan diameter 0.33 meter dan tinggi 0.23 meter, sesuai dengan turbin Savonius yang dibangun oleh (Hayashi & Yutaka, 2005). Ukuran *domain* sebesar 40 kali jari-jari turbin pada semua sisinya. Gambar 2.43 menunjukkan ukuran *domain* yang digunakan.

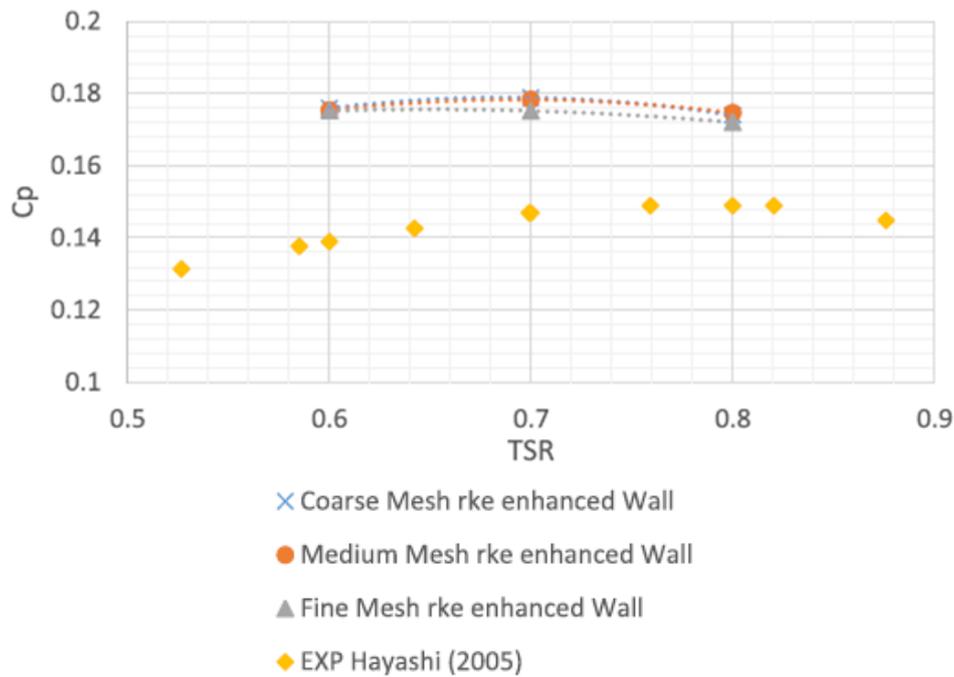


Gambar 2.43. Ukuran *domain* simulasi. (Larin, Paraschivoiu, & Aygun, 2016)

Studi tentang konvergensi dilakukan untuk menentukan *mesh* yang efisien, yakni *mesh* yang cukup kecil untuk memberikan hasil yang akurat tetapi cukup besar untuk dapat ditangani oleh komputer. Oleh karena itu *mesh* dikecilkan secara bertahap berulang kali seperti dapat dilihat pada Tabel 2.2 hingga hasil daripada *mesh* tersebut mendekati hasil eksperimen dan literatur. Seluruh kondisi *boundary* sama dengan kondisi asli dan disimulasikan dengan 250 *time step* per putaran turbin. Hasil yang didapatkan pada setiap ukuran *mesh*, baik besar, sedang, maupun kecil tidak berbeda signifikan satu dengan lainnya seperti dapat dilihat pada Gambar 2.44.

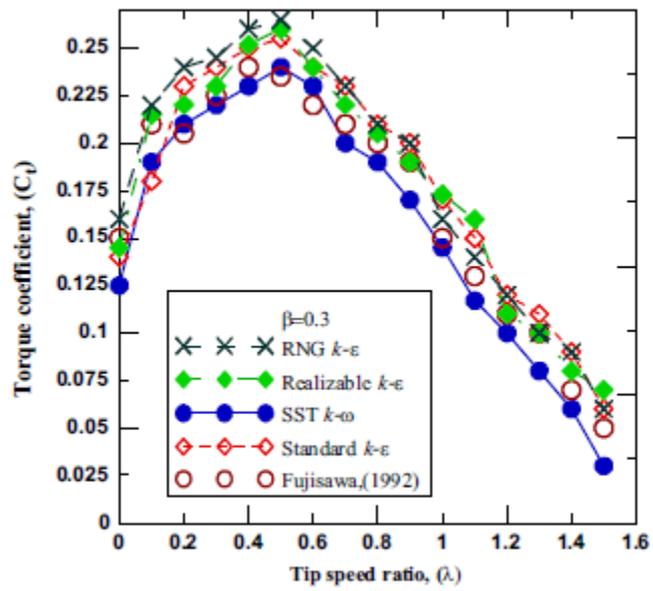
Tabel 2.2. Ukuran *Mesh*. (Larin, Paraschivoiu, & Aygun, 2016)

	Ukuran <i>mesh</i>		
	Besar	Sedang	Kecil
Jumlah elemen	32000	45000	70000
Ukuran pada interface	0,0121 D	0,008963 D	0,006693 D
Ukuran pada <i>rotating domain</i>	0,0121 D	0,008963 D	0,006693 D
Ukuran pada <i>static domain</i>	0,606 D	0,4489 D	0,3325 D
y+	30		
<i>Size reduction factor</i>	1,35		
<i>Growth rate</i>	1,1		
<i>Sub-iteration convergence criterion</i>	0,00001		



Gambar 2.44. Perbandingan Hasil Validasi dengan *Meshing* kecil, sedang, dan besar (Larin, Paraschivoiu, & Aygun, 2016)

(Nasef, et. al., 2013) melakukan penelitian tentang kinerja statis dan dinamis turbin angin Savonius secara eksperimen maupun numerikal untuk menentukan model turbulensi yang paling cocok untuk mensimulasikan kinerja turbin angin Savonius. Komputasi dilakukan pada variasi sudut putar turbin $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ dan variasi model turbin Savonius. Berdasarkan penelitian tersebut, model turbulensi $k-\omega$ menghasilkan data yang paling mendekati model eksperimen yang dilakukan. Gambar 2.43 menunjukkan perbandingan *coefficient of moment* hasil simulasi numerikal yang menggunakan berbagai model turbulensi dengan hasil *coefficient of moment* yang dilakukan oleh (Fujisawa, et. al., 1992).



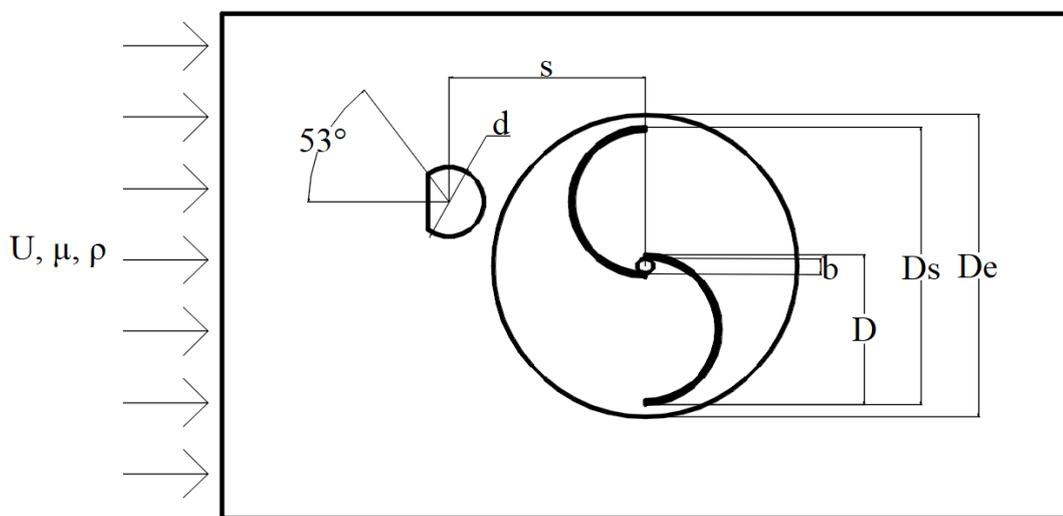
Gambar 2.43. Perbandingan C_m Hasil Simulasi dengan Variasi Model Turbulensi dengan C_m Berdasarkan Penelitian Eksperimen oleh Fujisawa, et. al., 1992 (Nasef, et. al., 2013).

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Skema dan Parameter Ukur

Penelitian untuk mengukur performa turbin Savonius menggunakan metode eksperimen dan simulasi numerik. Parameter-parameter penelitian yang berpengaruh terhadap performa turbin Savonius ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1. Skema Turbin Savonius

Di mana:

U = freestream velocity (m/s)

ρ = massa jenis fluida (kg/m^3)

μ = viskositas dinamis/ *dynamic viscosity* fluida (N.s/m^2)

d = diameter silinder pengontrol pasif tipe D-53° (m)

s = jarak antara pusat silinder dan pusat *returning blade* (m)

b = diameter poros *overlap* antar *blade* (m)

D = diameter *blade* (m)

D_s = diameter turbin Savonius (m)

D_e = diameter *endplate* (m)

Penelitian dilakukan menggunakan turbin angin Savonius 2 bilah dengan poros berhimpit di pusat rotor dengan dimensi geometri sebagai berikut:

Diameter bilah turbin cembung/ cekung (D)	: 165.2 mm
Diameter turbin angin Savonius (D_s)	: 303.4 mm
Diameter endplate (D_e)	: 321 mm
Diameter poros overlap (b)	: 20 mm
Diameter silinder pengontrol pasif (d)	: 76.2 mm
Tinggi turbin Savonius (H_s)	: 294.4 mm
Tinggi silinder pengontrol pasif (h)	: 500 mm
Tebal endplate (t_e)	: 1 mm
Jarak silinder pengontrol pasif terhadap turbin (S/D):	1.4; 1.6; 1.8; 2.0; 2.2

Variabel yang diteliti adalah hubungan antara jarak silinder pengontrol pasif dan turbin angin (S/D) dengan *coefficient of power* turbin angin pada *Re number* 9.6×10^4 , 13.4×10^4 , dan 16.8×10^4 .

3.2. Analisa Dimensi

Analisa dimensi dilakukan untuk menyederhanakan masalah fisik yang terjadi dengan cara menyamakan dimensi untuk mengurangi jumlah variabel. Secara khusus, analisa dimensi berfungsi untuk menginterpretasikan data eksperimen, menyelesaikan masalah yang tidak dapat diselesaikan dengan solusi teoretikal, mengecek persamaan, dan membuat model fisik.

Pada penelitian ini terdapat 11 parameter yang mempengaruhi efisiensi turbin angin Savonius sehingga

$$P = f(U, \rho, \mu, d, S, b, D, H_s, h, n)$$

Di mana:

P = daya (N.m/s)

U = *freetream velocity* (m/s)

ρ = massa jenis udara (kg/m^3)

μ = viskositas dinamis fluida (N.s/m^2)

d = diameter silinder pengontrol pasif tipe D-53° (m)

S = jarak pusat silinder pengontrol pasif dan pusat *returning blade*

b = diameter *overlap* (m)

H_s = tinggi turbin Savonius (m)

h = tinggi silinder pengontrol pasif (m)

n = kecepatan putaran *blade* turbin (RPM)

Sehingga berdasarkan analisa dimensi, diperoleh variabel:

Coefficient of power =

$$\Pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2}$$

Reynolds number =

$$\Pi_2 = \frac{\mu}{\rho U d}$$

Rasio antara diameter silinder pengontrol pasif dibanding diameter *returning blade*

$$= \Pi_3 = \frac{d}{D}$$

Rasio antara jarak pusat *returning blade* dan silinder pengontrol pasif dibanding diameter *returning blade* =

$$\Pi_4 = \frac{S}{D}$$

Rasio antara tinggi turbin dibanding diameter *returning blade* =

$$\Pi_5 = \frac{H}{D}$$

Rasio antara tinggi silinder pengontrol pasif dengan diameter *returning blade* =

$$\Pi_6 = \frac{h}{D}$$

Rasio antara diameter *overlap* dengan diameter *returning blade* =

$$\Pi_7 = \frac{b}{D}$$

Rasio antara kecepatan tangensial *blade* dengan *freestream velocity/ tip speed ratio*

$$= \Pi_8 = \frac{nD}{U}$$

Dengan hubungan antar parameter:

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8)$$

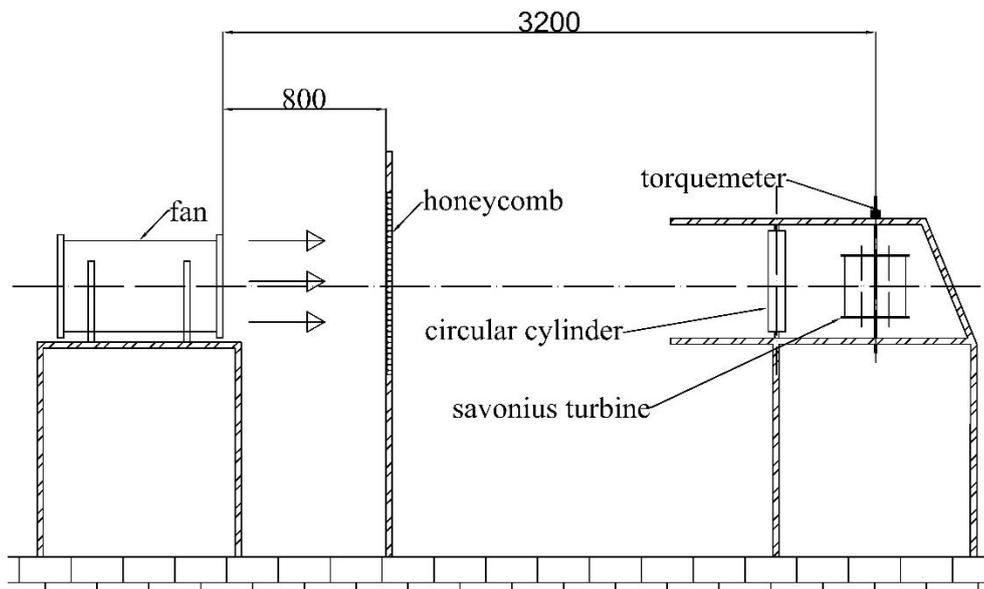
$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U d}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{nD}{U}\right)$$

$\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}$ merupakan variabel tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho U d}, \frac{S}{D}, \frac{nD}{U}$ adalah variabel yang divariasikan untuk mempengaruhi *coefficient of power* turbin Savonius sehingga dalam penelitian ini: $\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f\left(\frac{\mu}{\rho U d}, \frac{S}{D}, \frac{nD}{U}\right)$ yang berarti:

$$C_p = f_2\left(\text{Re}, \frac{S}{D}, \text{TSR}\right)$$

3.3. Metode Eksperimen

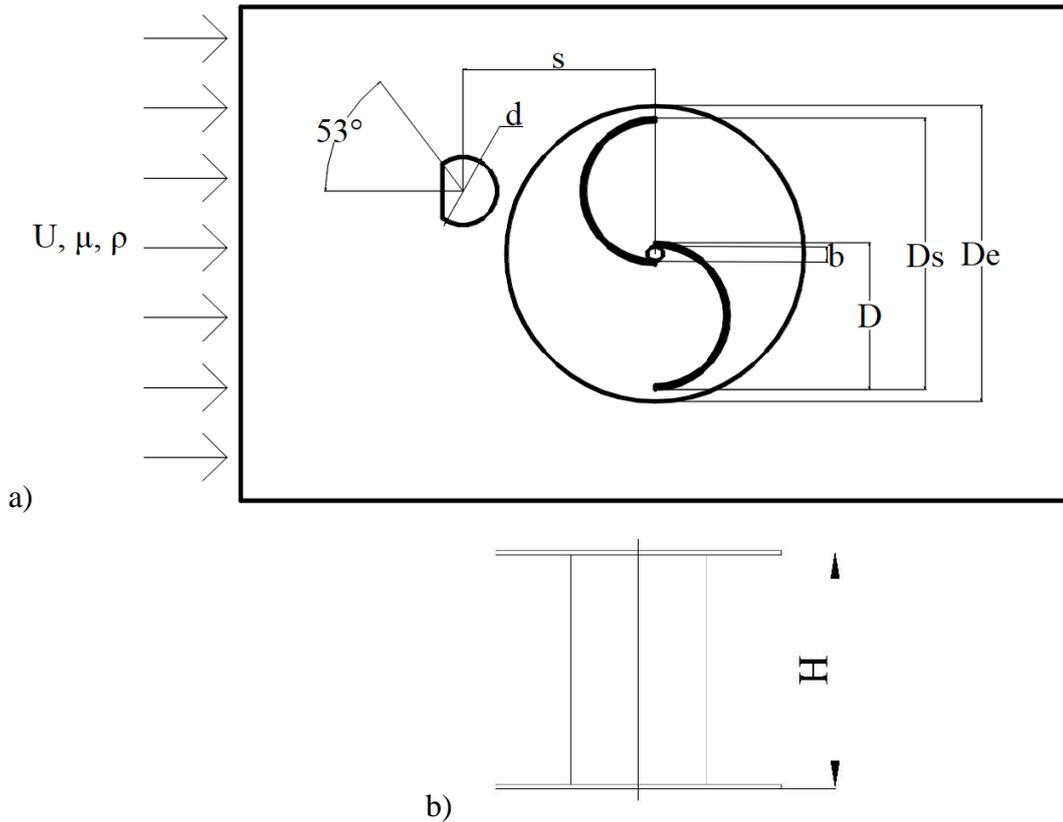
Eksperimen dilakukan dengan membangkitkan angin dengan kipas angin *axial*. Sebelum mengenai turbin, angin terlebih dahulu melewati *honeycomb* untuk menyeragamkan aliran angin. Putaran turbin Savonius akibat aliran fluida diukur menggunakan metode *rope brake dynamometer* yaitu dengan mengukur torsi menggunakan beban yang dihubungkan pada poros turbin menggunakan senar sehingga menyebabkan terjadinya gaya gesek. Torsi yang mengangkat beban diukur sehingga bisa dirumuskan menjadi *coefficient of power* turbin angin Savonius. Gambar 3.2 menunjukkan skema penelitian yang dilakukan.



Gambar 3.2. Skema Tata Letak Eksperimen Turbin Savonius

a. Benda Uji

Benda uji berupa turbin Savonius dan silinder pengontrol pasif tipe D-53° seperti pada Gambar 3.3 dengan parameter geometri seperti pada subbab 3.1.



Gambar 3.3. Benda Uji Turbin Savonius dan Silinder Pengontrol pasif D-53°. (a) tampak atas. (b) tampak depan.

b. Kipas Angin *Axial* dan *honeycomb*

Kipas angin pada penelitian ini digunakan untuk mengalirkan fluida kerja berupa udara ke turbin angin Savonius. *Honeycomb* berfungsi menyeragamkan aliran udara pada saat mengenai silinder pengontrol pasif dan turbin. Untuk mencapai kecepatan yang diharapkan yakni 5 m/s, 7 m/s, dan 9 m/s kecepatan putaran kipas angin diatur menggunakan *voltage regulator*. Berikut adalah gambar kipas pada Gambar 3.4 dan spesifikasi kipas angin *axial* pada tabel 3.1.

Tabel 3.1. Spesifikasi Kipas Angin Axial.

Merk/ tipe	CKE/ SF-45
<i>Air flow</i>	125 m ³ / menit
Putaran	2800 RPM
<i>Power</i>	1800 kW
Tegangan/ phase	220-240 V/ 1 phase



Gambar 3.4. Kipas Angin Axial CKE SF-46

c. Alat ukur

Pengukuran yang dilakukan untuk mengetahui *coefficient of power* turbin angin Savonius adalah kecepatan putar rotor, kecepatan angin (*freestream velocity*), torsi dinamis turbin, dan torsi statis turbin. Untuk mengukur parameter-parameter tersebut digunakan alat sebagai berikut:

1. *Tachometer*

Tachometer digunakan untuk mengukur putaran turbin per menit atau *revolution per minute* (RPM). Dalam penelitian ini digunakan *tachometer* dengan sistem sinar inframerah untuk mengukur kecepatan putar. Spesifikasi dan Gambar *tachometer* dapat dilihat pada tabel 3.2 dan Gambar 3.5.

Tabel 3.2. Spesifikasi *Tachometer*

Merk/ tipe	Omega/ HHT13
Range	5 – 99999 RPM
Akurasi	0,01%
Resolusi	0,001 – 0,1 RPM
Power	2 baterai AA 1,5 V DC
Temperatur	5° - 40° C



Gambar 3.5. Tachometer Omega HHT13

2. Anemometer

Anemometer merupakan alat untuk mengukur kecepatan aliran udara atau angin. Aliran udara memutar sebuah turbin yang menghasilkan listrik, listrik yang dikalibrasi kemudian diukur untuk menentukan kecepatan angin. Spesifikasi dan Gambar anemometer dapat dilihat pada tabel 3.3 dan Gambar 3.6.

Tabel 3.3. Spesifikasi Anemometer

Merk/ tipe	Omega/ HHT13
Range	1,5 – 35 m/s
Akurasi	±1% nilai terbaca
Resolusi	0,01 m/s
Temperatur operasi instrumen	0° - 50° C
Temperatur operasi probe pengukur	-20° - 100° C
Power	3 baterai AA 1,5 V DC



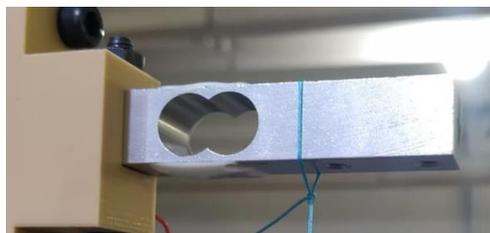
Gambar 3.6. Anemometer Omega HHT13

3. Load cell

Load cell merupakan alat untuk menimbang massa sebuah benda. Alat tersebut dipasangkan dalam sistem *rope brake dynamometer*. *Load cell* digunakan untuk mengukur gaya yang dihasilkan oleh turbin setelah dikurangi dengan beban. Tabel 3.4 dan Gambar 3.7 merupakan spesifikasi dan gambar neraca timbang yang digunakan.

Tabel 3.4. Spesifikasi *Load Cell*

Merk	HTC Sensor
Type	TAL 220
capacity kg	3, 5, 10, 20, 25, 30, 50 kg
safe overload	120% FS
ultimate overload	150% FS
rated output	1.0 ± 0.15 mV/V
excitation voltage	5 - 10 VDC
combined error	± 0.05 %FS
zero unbalance	± 0.1 %FS
non-linearity	± 0.05 %FS
hysteresis	± 0.05 %FS
repeatability	± 0.03 %FS
creep	± 0.05 %FS/3min
input resistance	1000 ± 15 Ω
output resistance	1000 ± 10 Ω
insulation resistance	$\Omega \geq 2000$ M
operating temperature range	10 - 50 °C
compensated temperature range	10 - 40 °C
temperature coefficient of SPAN	± 0.05 %FS/10°C
temperature coefficient	± 0.05 %FS/10°C
Electrical connection cable	4 color wire, $\varnothing 0.8 \times 220$ mm



Gambar 3.7 *Load Cell* HTC TAL 220

4. *Static torquemeter*

Static torquemeter merupakan alat pengukur torsi statis. Pengukuran torsi statis dilakukan pada saat turbin terkena udara, tetapi dalam keadaan didiamkan (statis). Tabel 3.5 dan Gambar 3.8 merupakan spesifikasi dan gambar *static torquemeter*.

Tabel 3.5. Spesifikasi *Static Torquemeter*

Merk/ tipe	Lutron/ TQ-8800
Range maksimal	147,1 N-cm
Resolusi (tinggi)	0,1 N-cm
Resolusi (rendah)	1 N-cm



Gambar 3.8. *Static Torquemeter* Lutron TQ-8800

5. Pengukuran torsi dinamis

Power yang dihasilkan oleh turbin Savonius diukur ketika turbin sedang berputar pada kecepatan putaran tertentu diukur menggunakan metode *rope brake dynamometer* berdasarkan referensi (Mahmoud, et. al., 2012). Poros rotor turbin Savonius dililit oleh senar nilon yang dibebani di satu ujung dan diseimbangkan dengan neraca timbang di ujung lainnya seperti skema pada Gambar 3.9. Berat pada beban dan yang terukur pada neraca timbang dihitung menggunakan persamaan:

$$\tau = ((m - s)g)r \quad (3.1)$$

Di mana:

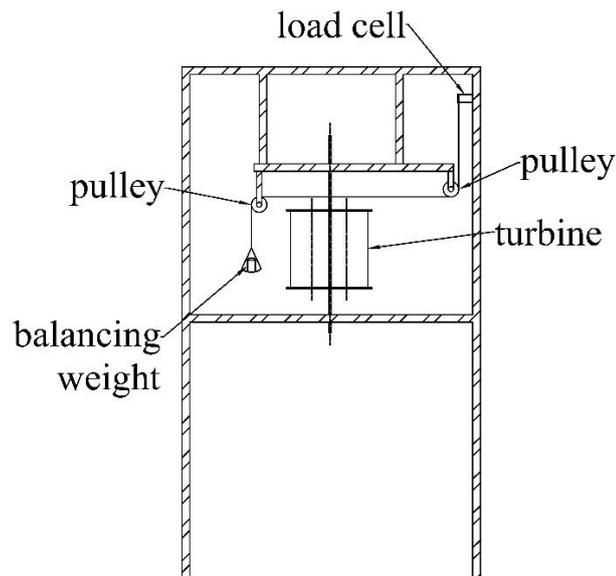
τ = torsi dinamis (Nm)

m = massa pembebanan (kg)

s = beban yang terbaca pada neraca timbang (kg)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

r = jari-jari poros turbin (m)



Gambar 3.9. Skema *Rope Brake Dynamometer*.

3.4. Prosedur Eksperimen

Prosedur untuk melaksanakan eksperimen pengukuran adalah sebagai berikut:

1. Benda uji berupa turbin Savonius dan silinder pengontrol pasif dibuat seperti pada Gambar 3.3.
2. Tata letak eksperimen diatur seperti pada skema Gambar 3.2 dengan konfigurasi jarak S/D sesuai yang direferensikan.
3. Sistem pengukuran *rope brake dynamometer* diatur seperti pada Gambar 3.9.
4. *Blower* dinyalakan dan diatur kecepatannya menggunakan *voltage regulator* agar kecepatan angin yang terbaca pada anemometer sesuai yang diharapkan.

5. RPM turbin diukur menggunakan *tachometer* dan dicatat.
6. Beban pada pembebanan dan beban yang tertera pada neraca timbang dicatat. Kemudian, torsi dinamis dihitung menggunakan persamaan 3.1. Torsi statis pada sudut tertentu diukur menggunakan *static torquemeter* dan dicatat.
7. Beban pada pembebanan ditambahkan.
8. Proses nomor 5 hingga 8 diulangi hingga pada beban tertentu putaran turbin berhenti.
9. Proses nomor 1 hingga 9 diulangi untuk variasi parameter kecepatan angin dan jarak silinder pengontrol pasif.
10. Data RPM, torsi statis, torsi dinamis digunakan untuk menghitung *coefficient of moment*, tip speed ratio (TSR), dan *coefficient of power*. Hasil eksperimen dianalisa.

3.5. *Uncertainty of Experimental*

Setiap eksperimen yang dilakukan memiliki sifat ketidakpastian kaerna berbagai alasan. *Estimation of uncertainty* dilakukan untuk memperkirakan ketidakpastian yang terjadi karena *error* pada penelitian.

3.5.1. *Uncertainty pada Reynolds Number*

Perhitungan *Re* dilakukan pada aliran udara. Persamaan *Re*:

$$Re_L = \frac{\rho VL}{\mu} = Re(\rho, V, L, \mu) \quad (3.2)$$

Massa jenis udara bergantung pada temperatur udara. Temperatur udara sendiri diperkirakan dengan $T = 28 \pm 1^\circ\text{C}$, sehingga untuk memperoleh *uncertainty* pada massa jenis udara:

$$u_{\rho(T)} = \pm \frac{\delta\rho}{\rho} = \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} (\pm\delta T) \quad (3.3)$$

Nilai tersebut bisa diperkirakan melalui data massa jenis di sekitar temperatur 28°C:

$$\frac{\Delta\rho}{\Delta T} = \frac{\rho(29^\circ\text{C}) - \rho(27^\circ\text{C})}{(29 - 27)^\circ\text{C}} = (1.168 - 1.176) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1}{2^\circ\text{C}}$$

$$\frac{d\rho}{dT} = -4.5 \times 10^3 \text{kg}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

Sehingga *relative uncertainty* pada massa jenis yang disebabkan oleh temperature:

$$u_{\rho(T)} = \frac{1}{1.164} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times -4.5 \times 10^3 \text{kg}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}) \times (\pm 1^\circ\text{C})$$

$$u_{\rho(T)} = \pm 0.0038 = \pm 0.38\%$$

Relative uncertainty pada kecepatan udara yang disebabkan oleh akurasi alat ukur:

$$u_v = \frac{0.05 \text{ m/s}}{5 \text{ m/s}} = \pm 1\%$$

Relative uncertainty pada panjang referensi yaitu diameter turbin, yang diasumsikan berada dalam rentang ± 2 mm:

$$u_L = \frac{2 \text{ mm}}{303.4 \text{ mm}} = \pm 0.65\%$$

Viskositas udara bergantung pada temperature. Temperatur udara sekitar diasumsikan $28 \pm 1^\circ$, untuk mengetahui *uncertainty* viskositas udara:

$$u_{\rho(T)} = \pm \frac{\delta\mu}{\mu} = \frac{1}{\rho} \frac{d\mu}{dT} (\pm \delta T)$$

Nilai tersebut diasumsikan melalui data viskositas udara di sekitar temperature 28°C

$$\frac{\Delta\mu}{\Delta T} = \frac{\mu(29^\circ\text{C}) - \mu(27^\circ\text{C})}{(29 - 27)^\circ\text{C}} = ((1.856 - 1.846) \times 10^{-7}) \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2} \times \frac{1}{2^\circ\text{C}}$$

$$\frac{d\mu}{dT} = 5 \times 10^{-10} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Sehingga *relative uncertainty* pada massa jenis yang disebabkan oleh temperature:

$$u_{\mu(T)} = \frac{1}{1.851 \times 10^{-7} \text{ N.s}} \frac{\text{m}^2}{\text{N.s}} \times 5 \times 10^{-10} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \times (\pm 1^\circ\text{C})$$

$$u_{\mu(T)} = \pm 0.27\%$$

Sehingga menghasilkan *uncertainty Re* sebesar:

$$u_{Re} = \left\{ \left[\frac{\rho}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \rho} u_\rho \right]^2 + \left[\frac{V}{Re} \frac{\partial Re}{\partial V} u_V \right]^2 + \left[\frac{\mu}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \mu} u_\mu \right]^2 + \left[\frac{L}{Re} \frac{\partial Re}{\partial L} u_L \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = \{ [\pm 0.0038]^2 + [\pm 0.01]^2 + [\pm 0.0027]^2 + [\pm 0.0065]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = 1.28\%$$

3.5.2. *Uncertainty* pada C_m

C_m turbin dihitung berdasarkan persamaan:

$$C_m = \frac{(|m - s|g)r}{\frac{1}{4} \cdot \rho \cdot H \cdot D^2 \cdot V^2} = C_m(m, s, g, r, \rho, H, D, V)$$

Massa pembebanan dan beban yang terbaca pada timbangan bergantung pada akurasi alat ukur. Pada penelitian ini alat penimbang berupa *load cell* memiliki akurasi 0.05%.

$$u_m = 0.05\%$$

$$u_s = 0.05\%$$

Sedangkan untuk gravitasi, *uncertainty* bergantung pada akurasi *gravimeter*. *Uncertainty* untuk gravitasi

$$u_g = 1 \times 10^{-3}\%$$

Relative uncertainty pada jari-jari poros turbin diasumsikan berada dalam rentang ± 0.1 mm:

$$u_r = \frac{0.1 \text{ mm}}{12.69 \text{ mm}} = \pm 0.78\%$$

Relative uncertainty pada diameter dan tinggi turbin diasumsikan berada dalam rentang 2 mm sehingga:

$$u_D = \frac{2 \text{ mm}}{303.4 \text{ mm}} = \pm 0.65\%$$

$$u_H = \frac{2 \text{ mm}}{294.4 \text{ mm}} = \pm 0.68\%$$

Uncertainty massa jenis dan kecepatan aliran udara telah diperoleh pada perhitungan *uncertainty* pada *Reynolds number*:

$$u_{\rho(T)} = \pm 0.0038 = \pm 0.38\%$$

$$u_V = \frac{0.05 \text{ m/s}}{5 \text{ m/s}} = \pm 1\%$$

Sehingga *uncertainty* pada C_m :

$$u_{C_m} = \left\{ \left[\frac{m}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial m} u_m \right]^2 + \left[\frac{s}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial s} u_s \right]^2 + \left[\frac{g}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial g} u_g \right]^2 + \left[\frac{r}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial r} u_r \right]^2 + \left[\frac{\rho}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial \rho} u_\rho \right]^2 + \left[\frac{H}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial H} u_H \right]^2 + \left[\frac{D}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial D} u_D \right]^2 + \left[\frac{D}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial D} u_D \right]^2 + \left[\frac{V}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial V} u_V \right]^2 + \left[\frac{V}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial V} u_V \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_m} = \{ [\pm 5 \times 10^{-4}]^2 + [\pm 5 \times 10^{-4}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 7.8 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 3.8 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 6.5 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 6.5 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 6.8 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-2}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-2}]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{C_m} = 2.02\%$$

3.5.3. *Uncertainty* pada C_p

C_p turbin dihitung berdasarkan persamaan:

$$C_p = \frac{\{(|m - s|)g\} \cdot r \cdot \pi \cdot \omega}{15 \cdot \rho \cdot H \cdot D \cdot V^3} = C_p(m, s, g, r, \omega, \rho, H, D, V)$$

Uncertainty massa pembebanan, beban yang terbaca pada timbangan, percepatan gravitasi, jari-jari poros turbin, tinggi turbin, diameter turbin, dan kecepatan aliran udara telah dihitung sebelumnya:

$$\begin{aligned}
 u_m &= 0.05\% \\
 u_s &= 0.05\% \\
 u_g &= 1 \times 10^{-3}\% \\
 u_r &= \pm 0.78\% \\
 u_{\rho(T)} &= \pm 0.38\% \\
 u_D &= \pm 0.65\% \\
 u_H &= \pm 0.68\% \\
 u_V &= \pm 1\%
 \end{aligned}$$

Sedangkan untuk *uncertainty* kecepatan putaran turbin bergantung pada alat ukur yang digunakan. Pada penelitian ini, akurasi *tachometer* yang digunakan 0.01% sehingga:

$$u_\omega = 0.01\%$$

Sehingga *uncertainty* pada C_p :

$$\begin{aligned}
 u_{C_p} &= \left\{ \left[\frac{m}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial m} u_m \right]^2 + \left[\frac{s}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial s} u_s \right]^2 + \left[\frac{g}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial g} u_g \right]^2 + \left[\frac{r}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial r} u_r \right]^2 \right. \\
 &\quad + \left[\frac{\omega}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial \omega} u_\omega \right]^2 + \left[\frac{\rho}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial \rho} u_\rho \right]^2 + \left[\frac{H}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial H} u_H \right]^2 + \left[\frac{D}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial D} u_D \right]^2 \\
 &\quad \left. + \left[\frac{V}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial V} u_V \right]^2 + \left[\frac{V}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial V} u_V \right]^2 + \left[\frac{V}{C_p} \frac{\partial C_p}{\partial V} u_V \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{C_p} &= \{ [\pm 5 \times 10^{-4}]^2 + [\pm 5 \times 10^{-4}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-7}]^2 \\
 &\quad + [\pm 7.8 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-4}]^2 + [\pm 3.8 \times 10^{-3}]^2 \\
 &\quad + [\pm 6.8 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 6.5 \times 10^{-3}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-2}]^2 \\
 &\quad + [\pm 1 \times 10^{-2}]^2 + [\pm 1 \times 10^{-2}]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{C_p} &= 2.2\%
 \end{aligned}$$

3.6. Metode Numerik

Metode numerik digunakan untuk menganalisa karakteristik fluida dan performa turbin angin Savonius pada kasus dengan C_p tertinggi dalam setiap nilai Re dan jarak S/D . Kondisi-kondisi berikut dilakukan untuk memperoleh hasil yang memadai untuk dianalisa:

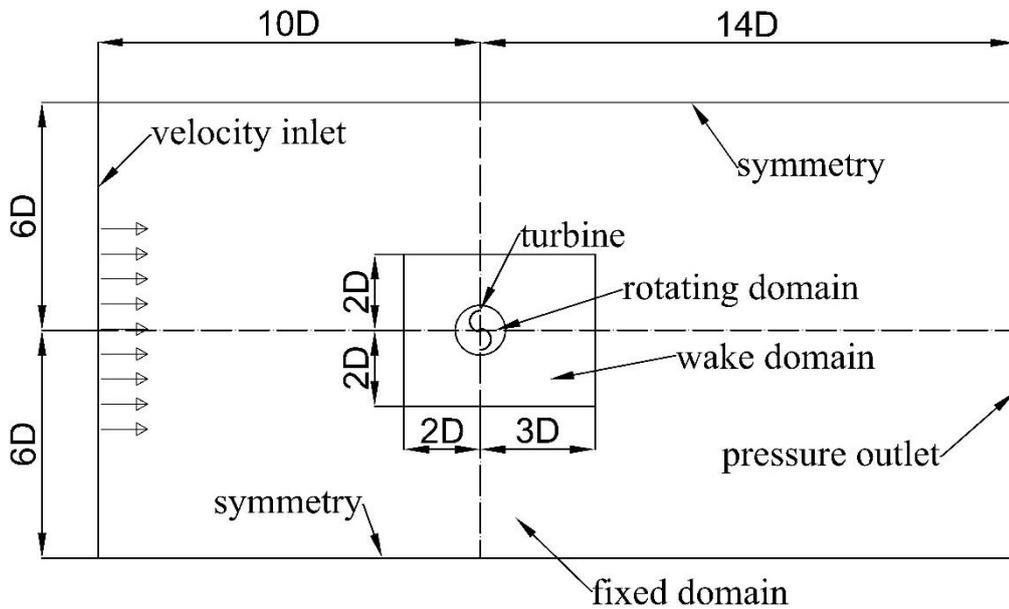
3.6.1. Prosedur Simulasi Numerik

Prosedur untuk menjalankan simulasi numerik adalah sebagai berikut:

1. Geometri 2 dimensi tanpa silinder pengontrol pasif didesain menggunakan *software* SolidWorks 2019
2. Garis *boundary conditions* dibuat menggunakan *software* DesignModeler pada ANSYS AIM 18.1.
3. Geometri diproses *meshing* menggunakan *software meshing* pada ANSYS AIM 18.1.
4. Hasil *meshing* dan kondisi pada *solver* dimasukkan ke dalam *software* ANSYS Fluent pada ANSYS AIM 18.1.
5. Kalkulasi pada *software* Fluent.
6. Validasi data yang diperoleh dari hasil simulasi numerik Fluent dengan referensi.
7. Geometri, kondisi, dan metode yang telah tervalidasi dipertahankan untuk simulasi dengan silinder pengontrol pasif.
8. Desain geometri 2 dimensi ditambahkan silinder pengontrol pasif menggunakan *software* SolidWorks 2019
9. Garis *boundary conditions* dipertahankan sesuai hasil validasi.
10. Geometri yang telah ditambahkan silinder pengontrol pasif diproses - *meshing* menggunakan *software meshing* pada ANSYS AIM 18.1.
11. Hasil *meshing* dan kondisi dimasukkan dalam *software* Fluent.
12. Kalkulasi pada *software* Fluent.
13. Pengolahan data.

3.6.2. Geometri Turbin Savonius dan *Boundary Conditions*

Turbin angin dan silinder pengontrol pasif 2 dimensi didesain menggunakan *software* SolidWorks 2019 sesuai dengan geometri yang diharapkan. Jarak silinder pengontrol pasif divariasikan sesuai dengan variasinya kemudian desain tersebut disimpan dalam format iges. File yang tersimpan dalam bentuk iges tersebut dibuka dalam *software* ANSYS AIM 18.1 *design modeler* kemudian ditambahkan garis *boundary condition* sesuai dengan referensi (Setiawan, et. al., 2019) yaitu panjang area 24 kali diameter turbin dan lebar area 12 kali diameter turbin. Panjang domain menjadi 7.3 meter dan lebar domain 3.7 meter. Gambar 3.10. menunjukkan dimensi *domain* pada simulasi numerik.

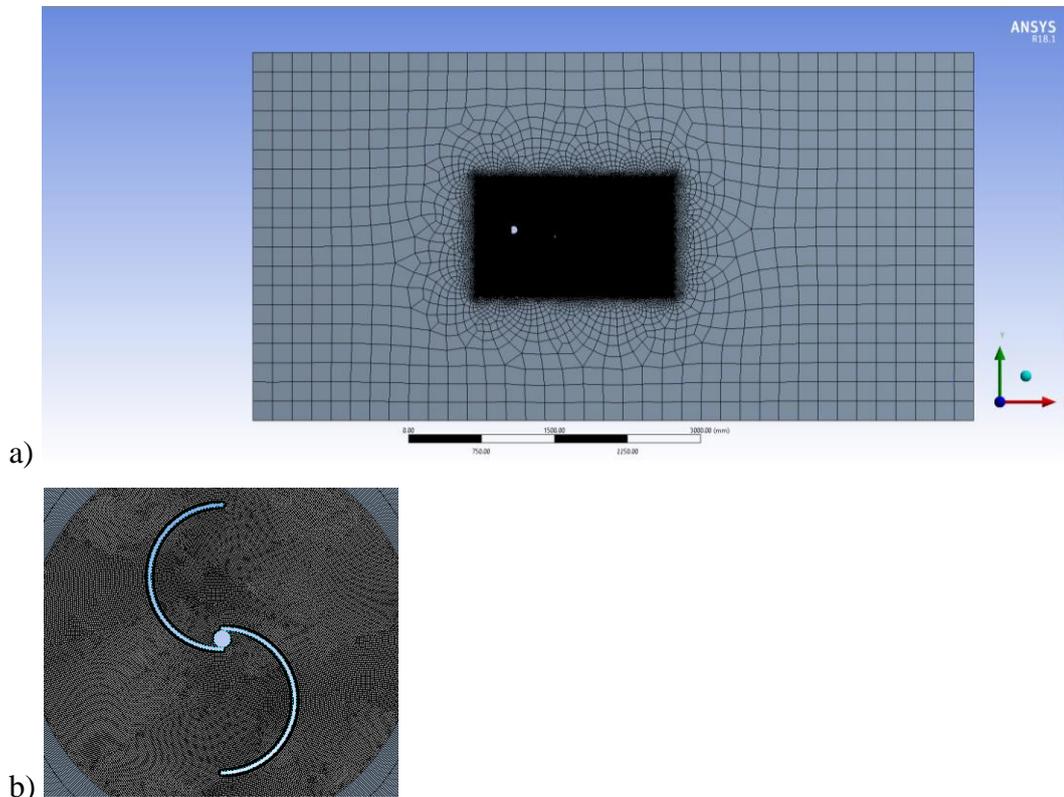


Gambar 3.10. Dimensi *Domain* Simulasi pada ANSYS *Design Modeler*

3.6.3. *Meshing*

ANSYS AIM MESHING digunakan untuk membuat *mesh* pada penelitian ini. Ukuran *meshing* untuk mendapatkan hasil yang akurat berdasarkan referensi dari (Larin, et. al., 2016) adalah sebesar $0.00121D$ turbin pada daerah *rotating domain* dan *wake domain*, serta $0.606D$ pada daerah *fix domain*. Pada dinding turbin, *inflation first layer* setebal 0.003 mm berdasarkan $y^+ = 1$. Dengan dasar diameter turbin 303.4 mm, maka ukuran *meshing* yang diharapkan kurang dari 3.5 mm pada daerah *rotating domain* dan 183 mm untuk daerah *fix domain*. Parameter

tersebut menghasilkan *meshing* dengan 56000 *cell*. *Meshing* dapat dilihat pada Gambar 3.11.



Gambar 3.11. *Meshing* pada area: (a) keseluruhan *boundary condition*. (b) turbin Savonius.

3.6.4. Solver Simulasi Numerik

Simulasi pada penelitian ini dilakukan menggunakan *software* ANSYS Fluent 18.1 dengan persamaan *Unsteady Reynolds-Average Navier Stokes* (URANS) dan algoritma *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (SIMPLE). Seluruh variabel dan turbulensi dideskritisasi dalam *finite-volume formulation* dan skema *second-order upwind*. Karena analisa numerikal ini melibatkan perubahan bentuk pada geometri, untuk aliran *unsteady* menggunakan penyelesaian dengan *mesh motion*.

Model turbulensi SST $k-\omega$ merupakan model turbulensi yang hasilnya paling mendekati hasil eksperimen berdasarkan referensi. C_p yang didapatkan menggunakan model turbulensi tersebut memiliki karakter dan nilai yang mirip

dengan hasil eksperimen. Oleh karena itu simulasi numerik ini menggunakan model turbulensi SST k- ω .

Boundary conditions pada simulasi numerik sesuai dengan kondisi eksperimen. Kecepatan *inlet* udara 5, 7, dan 9 m/s tekanan atmosfer, sama dengan kondisi tekanan pada *outlet pressure*. Kecepatan putaran turbin dihitung berdasarkan TSR simulasi.

Kecepatan putaran turbin dihitung berdasarkan jari-jari turbin, kecepatan angin dan TSR untuk kemudian diinput pada isian kecepatan putaran pada *mesh motion* program ANSYS. Persamaan untuk memperoleh kecepatan putaran adalah sebagai berikut:

$$\omega = \frac{U \times \lambda}{r}$$

Di mana:

U = *freestream velocity* (m/s)

λ = *tip speed ratio* yang diamati

r = jari-jari turbin = 0.1517 m

Untuk mendapatkan data C_m pada $Re = 9.5 \times 10^4$, di mana *freestream velocity* aliran sebesar 5 m/s, dan *tip speed ratio* yang diamati $\lambda = 0.4$, persamaan menjadi:

$$\omega = \frac{5 \times 0.4}{0.1517} = 13.18392 \text{ rad/s}$$

Proses perhitungan kecepatan putaran tersebut dilakukan untuk TSR 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, dan 0.8 untuk semua *Reynolds number* yang diamati. Hasil perhitungan kecepatan putaran ditunjukkan pada tabel 3.6.

Tabel 3.6. Kecepatan Putaran Turbin tiap TSR pada Simulasi Numerikal

Re	Freestream velocity (m/s)	TSR	ω (rad/s)
95000	5	0.4	13.18
		0.5	16.48
		0.6	19.78
		0.7	23.07
		0.8	26.37
132000	7	0.4	18.46
		0.5	23.07
		0.6	27.69
		0.7	32.30
		0.8	36.91
170000	9	0.4	23.73
		0.5	29.66
		0.6	35.60
		0.7	41.53
		0.8	47.46

Berdasarkan (Setiawan, et. al., 2019), ketelitian yang dibutuhkan untuk dapat menangkap fenomena pada aliran adalah 1 *time step* per 1° putaran turbin. Untuk mengakomodasi ketelitian tersebut, nilai *time step* dihitung berdasarkan persamaan:

$$time\ step = \frac{1}{\omega \times 57.2958}$$

Untuk menghitung besaran *time step* untuk $Re = 9.5 \times 10^4$, di mana *freestream velocity* aliran sebesar 5 m/s, dan *tip speed ratio* yang diamati $\lambda = 0.4$:

$$time\ step = \frac{1}{13.18 \times 57.2958} = 0.00132$$

Tabel 3.7 menunjukkan nilai *time step* simulasi numerikal untuk seluruh *Reynolds number* dan TSR yang diamati.

Tabel 3.7. *Time Step* Turbin tiap TSR pada Simulasi Numerikal

Re	Freestream Velocity (m/s)	TSR	Time Step
95000	5	0.4	0.00132
		0.5	0.00106
		0.6	0.00088
		0.7	0.00076
		0.8	0.00066
132000	7	0.4	0.00095
		0.5	0.00076
		0.6	0.00063
		0.7	0.00054
		0.8	0.00047
170000	9	0.4	0.00074
		0.5	0.00059
		0.6	0.00049
		0.7	0.00042
		0.8	0.00037

3.6.5. Perhitungan Simulasi Numerik

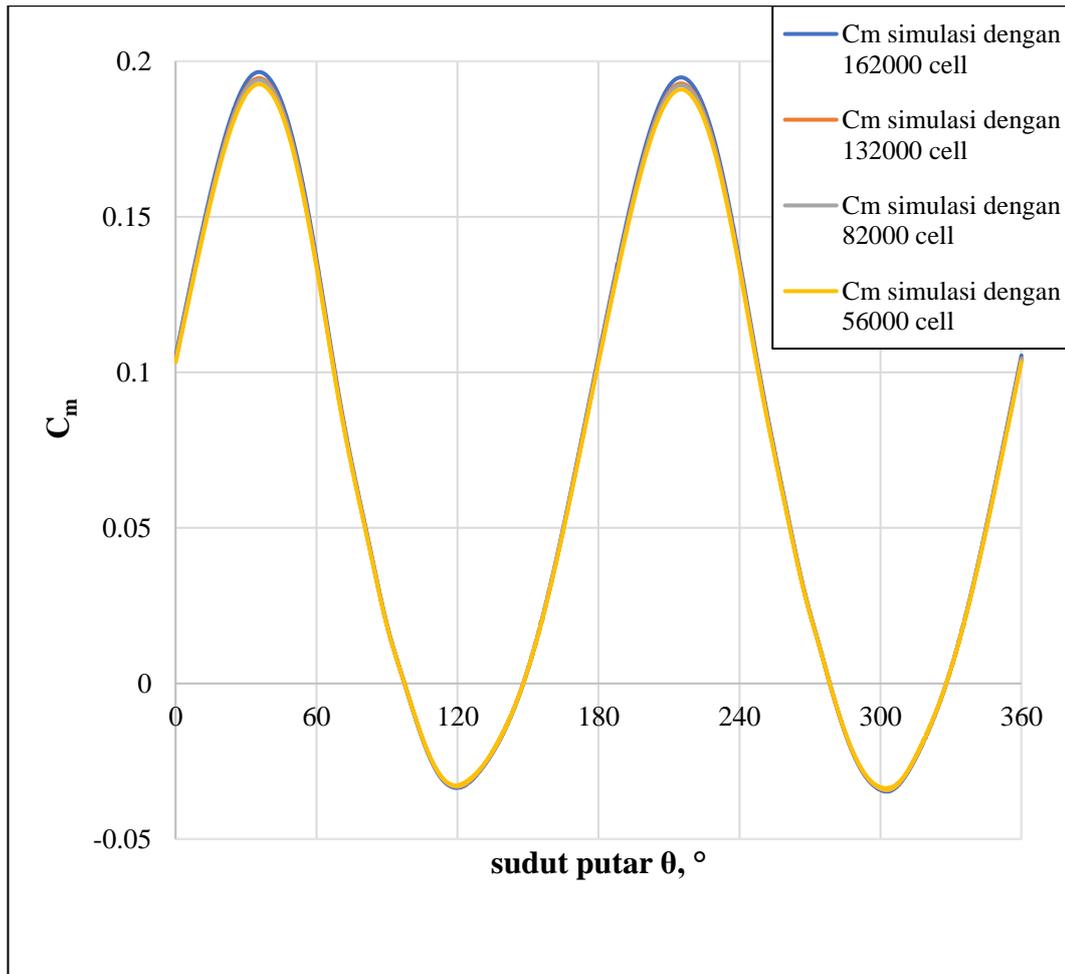
Simulasi numerikal menghasilkan *output* berupa data C_m untuk setiap *time step* turbin. Turbin berputar sejauh 1° di setiap *time step* pada simulasi numerikal ini. Oleh karena itu 360 data C_m yang diperoleh melalui simulasi dirata-rata untuk memperoleh C_m turbin.

C_m yang diperoleh untuk satu kali putaran turbin tersebut dikalikan dengan TSR yang diinput pada simulasi numerikal untuk memperoleh data C_p pada TSR tersebut. Proses perhitungan tersebut dilakukan untuk seluruh *Reynolds number* dan TSR yang diamati untuk kemudian dapat digambarkan grafik C_p sebagai fungsi daripada TSR hasil simulasi.

3.6.6. Grid Independence Test

Jumlah *cell* pada *meshing* dapat mempengaruhi hasil yang diperoleh melalui simulasi. Semakin besar jumlah *meshing* maka hasil yang diperoleh lebih akurat dan kemungkinan untuk konvergen lebih besar. Namun jumlah *cell* yang banyak berarti sumber daya komputasi yang lebih besar dan durasi yang lebih panjang. Oleh karena itu perlu dicari jumlah *cell* yang optimal untuk menghasilkan

nilai C_m yang akurat tetapi juga tidak memakan waktu dan sumber daya komputasi yang besar. Berdasarkan dimensi dan parameter referensi (Larin et. al., 2016), dilakukan perbandingan hasil *coefficient of power* yang diperoleh melalui simulasi dengan jumlah *cell* 162000, 132000, 82000, dan 56000 seperti yang terlihat pada Gambar 3.12.

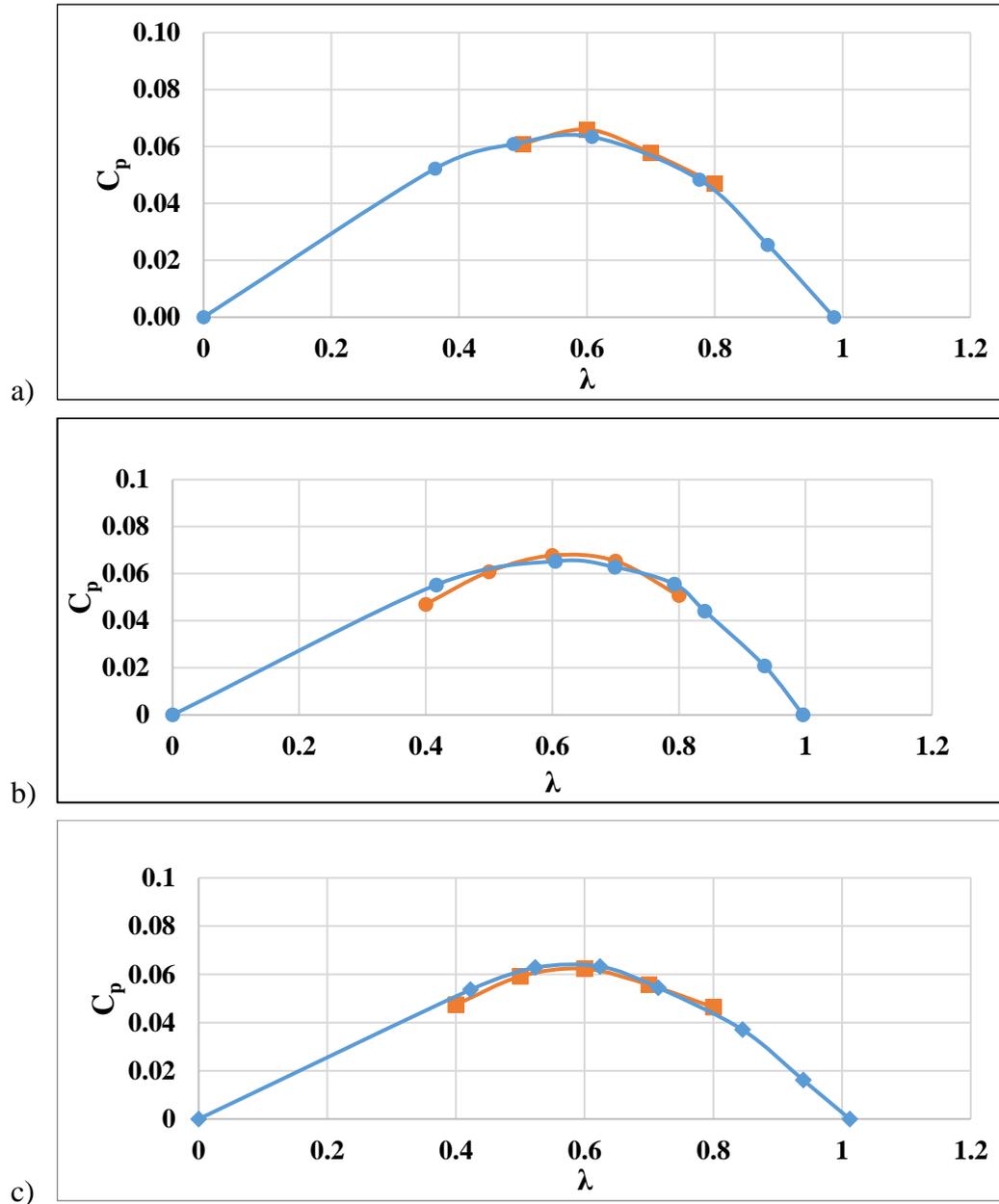


Gambar 3.12. Distribusi C_m yang Dihasilkan Turbin sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin Hasil Simulasi dengan *Coarse Meshing* dan *Fine Meshing*.

Berdasarkan grafik, C_m yang diperoleh melalui simulasi dengan *meshing* sebanyak 162000, 132000, 82000, dan 56000 *cell* memiliki tren yang sama dan mendekati satu sama lain. Berdasarkan data tersebut, simulasi numerik pada penelitian ini menggunakan *coarse meshing* sebanyak 56000 *cell* untuk menghemat waktu dan sumber daya komputasi.

3.6.7. Validasi C_p Hasil Simulasi

Gambar 3.13 menunjukkan perbandingan C_p turbin tanpa pengontrol pasif aliran hasil simulasi dengan C_p turbin tanpa pengontrol pasif aliran hasil eksperimen sebagai fungsi TSR pada $Re = 9.4 \times 10^4$, 1.32×10^5 , dan 1.7×10^5 .



Gambar 3.13. Perbandingan C_p Turbin tanpa Silinder Pengontrol pasif Berdasarkan Simulasi dengan C_p Turbin yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran: (a) $Re = 9.5 \times 10^4$. (b) $Re = 1.32 \times 10^5$. (c) $Re = 1.7 \times 10^5$.

Secara umum, perbedaan terbesar ada pada TSR $\lambda = 0.4$. Pada TSR lain, perbedaan yang terjadi antara C_p hasil simulasi dan hasil eksperimen tidak signifikan. Tabel 3.8 menunjukkan perbandingan dan persentase perbedaan C_p hasil simulasi dengan C_p hasil eksperimen beserta persentase perbedaan untuk semua TSR yang diamati.

Tabel 3.8. Perbandingan C_p Turbin tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Simulasi dengan Hasil Eksperimen

No	Re	TSR	C_p Eksperimen	C_p Simulasi	Perbedaan
1	9.5×10^4	0.4	0.056	0.047	16.178
2		0.5	0.062	0.061	2.178
3		0.6	0.063	0.066	4.940
4		0.7	0.057	0.058	1.770
5		0.8	0.043	0.047	8.549
6	1.32×10^5	0.4	0.053	0.047	12.019
7		0.5	0.062	0.061	1.634
8		0.6	0.066	0.068	3.218
9		0.7	0.063	0.065	3.580
10		0.8	0.052	0.051	3.343
11	1.7×10^5	0.4	0.050	0.047	5.952
12		0.5	0.061	0.059	3.778
13		0.6	0.063	0.062	1.858
14		0.7	0.057	0.056	2.349
15		0.8	0.044	0.046	6.183

Dengan pertimbangan kesalahan maksimum yang terjadi masih di bawah 10%, maka metode simulasi numerik yang digunakan dalam penelitian ini dianggap valid dan dapat digunakan untuk simulasi aliran yang melintasi turbin dengan pengontrol pasif aliran.

BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Data hasil eksperimen berupa *coefficient of moment* (C_m) dan *coefficient of power* (C_p) yang didapatkan melalui eksperimen dianalisa untuk menentukan pengaruh pemasangan silinder pengontrol pasif terhadap performa turbin angin Savonius secara kuantitatif. Simulasi kemudian dilakukan untuk memperoleh data hasil numerikal. Data hasil numerikal tersebut kemudian dibandingkan dengan data yang diperoleh dari eksperimen. Data simulasi yang telah mendekati hasil eksperimen dianalisa untuk mendapatkan fenomena aliran yang terjadi. Pada penelitian ini fenomena kontur tekanan, vektor kecepatan, dan intensitas turbulensi dianalisa untuk mengetahui latar belakang perubahan kinerja yang terjadi akibat pemasangan silinder pengontrol pasif.

4.1. Perhitungan Data

Penelitian ini dilakukan pada fluida udara yang diasumsikan dalam keadaan *steady* dan *incompressible* dengan parameter sebagai berikut:

1. Temperatur udara standar (T_{std}) = 15° C = 288.2 K
2. Temperatur udara pada penelitian = 28° C = 301.15 K
3. Tekanan absolut udara dalam kondisi standar (P_{std}) = 1.01325×10^5 Pa
4. Massa jenis udara standar (ρ_{std}) = 1.225 kg/m³

4.1.1. Perhitungan Massa Jenis Fluida (ρ)

Massa jenis udara dihitung berdasarkan persamaan *Boyle- Gay Lusac*:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Di mana $V = \frac{m}{\rho}$ sehingga:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

Di mana:

- P_1 = Tekanan udara absolut pada keadaan standar = 1.01325×10^5 Pa
 P_2 = Tekanan udara absolut pada saat penelitian (Pa)
 T_1 = Temperatur udara pada keadaan standar = 288.2 K
 T_2 = Temperatur udara pada saat penelitian = 301.15 K
 ρ_1 = Massa jenis udara pada keadaan standar = 1.225 kg/m^3
 ρ_2 = Massa jenis udara pada saat penelitian (kg/m^3)

Kedua keadaan berada dalam ketinggian yang sama sehingga $P_1 = P_2$ dan massa fluida pada 1 dan 2, $m_1 = m_2$. Perhitungan masa jenis udara pada penelitian:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.3)$$
$$\rho_2 = \frac{288.2 \text{ K} \times 1.225 \text{ kg/m}^3}{301.15 \text{ K}}$$
$$\rho_2 = 1.1723 \text{ kg/m}^3$$

4.1.2. Perhitungan Viskositas Fluida (μ)

Viskositas udara dihitung berdasarkan persamaan *Sutherland*:

$$\mu = \frac{C T^{3/2}}{T + S} \quad (4.4)$$

Di mana:

C = konstanta 1 = $1.458 \times 10^{-6} \text{ kg/msK}^{1/2}$

S = 110.4 K

Sehingga nilai viskositas udara pada penelitian:

$$\mu = \frac{1.458 \times 10^{-6} \text{ kg/msK}^{1/2} \times (301,15 \text{ K})^{3/2}}{301.15 \text{ K} + 110.4 \text{ K}}$$
$$\mu = 1.851 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

4.1.3. Perhitungan Bilangan *Reynolds*

Reynolds number pada penelitian dihitung berdasarkan properti udara yang telah disebutkan. Maka bilangan *Reynolds* pada kecepatan udara 5 m/s:

$$Re_L = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (4.5)$$

Di mana:

L = panjang karakteristik = 0.3034 m

ρ = 1.1723 kg/m³

μ = 1.86×10^{-5} Ns/m²

$$Re_L = \frac{1.1723 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.3034 \text{ m}}{1,86 \times 10^{-5} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_L = 95612$$

4.1.4. Perhitungan *Tip Speed Ratio* (λ)

Tip speed ratio turbin pada kecepatan udara 5 m/s untuk putaran tanpa silinder pengontrol pasif dihitung berdasarkan persamaan 2.6:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{V}$$

Di mana:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Sehingga:

$$\lambda = \frac{\frac{2\pi n}{60} R}{U}$$

Tip speed ratio maksimal turbin pada kecepatan aliran fluida 5 m/s tanpa silinder pengontrol pasif:

$$\lambda = \frac{\frac{2\pi \times 305}{60} \cdot 0.1517}{5}$$

$$\lambda = 0.96$$

4.1.5. Perhitungan *Coefficient of Moment* (C_m)

Coefficient of moment turbin pada kecepatan aliran udara 5 m/s tanpa silinder pengontrol pasif dihitung berdasarkan persamaan 2.1:

$$C_m = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 \cdot R}$$

Di mana:

τ = torsi dinamis yang diperoleh berdasarkan persamaan ($l \cdot m \cdot s/g$)r pada sistem *rope brake dynamometer*

ρ = masa jenis udara = 1.1723 kg/m³

A = luas penampang permukaan turbin = 0.089 m²

U = *freestream velocity* udara = 5 m/s

R = jari-jari turbin = 0.1517 m

Sehingga perhitungan C_m menjadi:

$$C_m = \frac{0,0059 \text{ Nm}}{\frac{1}{2} \times 1.1723 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (5 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 \times 0,1517 \text{ m}}$$
$$C_m = 0.0288$$

4.1.6. Perhitungan *coefficient of Power* (C_p)

Coefficient of power turbin pada kecepatan aliran udara 5 m/s tanpa silinder pengontrol pasif dihitung berdasarkan persamaan:

$$C_p = \frac{\{(l \cdot m - s)g\} \cdot r \cdot \pi \cdot \omega}{15 \cdot \rho \cdot A \cdot V^3} \quad (4.6)$$

Di mana:

m = masa pemberat = 0.019 kg

s = masa yang terbaca pada neraca = 0.066 kg

g = percepatan gravitasi = 9.81 m/s²

r = jari-jari poros turbin = 0.0127 m

ω = kecepatan sudut turbin angin = 28.574 rad/s

ρ = masa jenis udara = 1.1723 kg/m³

A = luas penampang permukaan turbin = 0.089 m²

U = *freestream velocity* udara = 5 m/s

Sehingga perhitungan C_p menjadi:

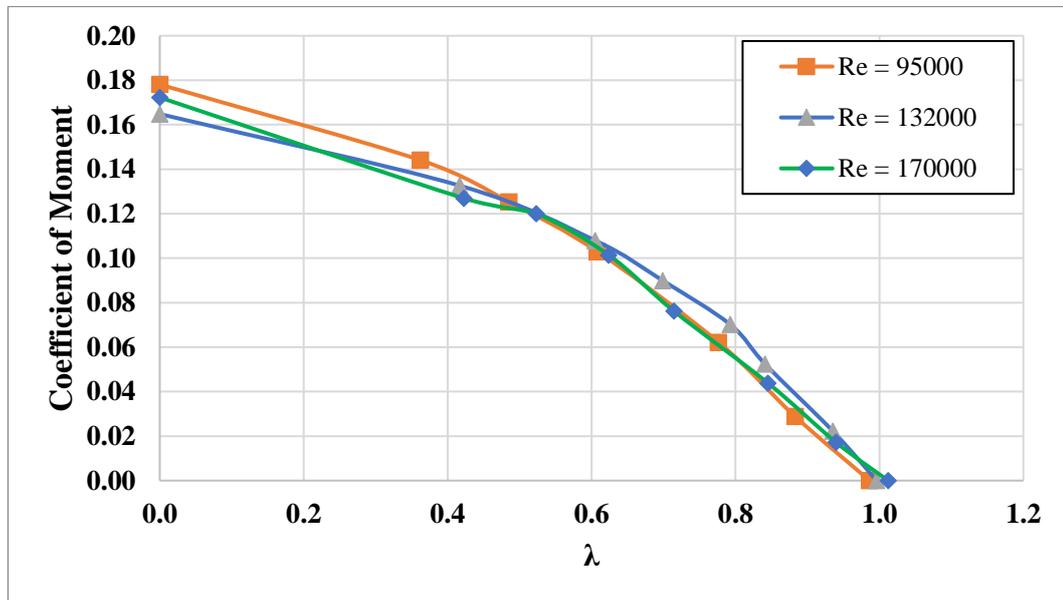
$$C_p = \frac{\{(19 - 66|)9.81\} \times 0.0127 \times \pi \times 28.574}{15 \times 1.1723 \times A \times U^3}$$

$$C_p = 0.0254$$

4.2. Analisa Kinerja Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen

Kinerja turbin angin tanpa instalasi silinder pengontrol pasif aliran perlu diketahui melalui eksperimen untuk diperbandingkan dengan karakteristik turbin dengan silinder pengganggu aliran. Parameter *coefficient of moment* dan *coefficient of power* pada sistem ini menjadi dasar untuk mengukur peningkatan performa pada sistem dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.4, 1.6, 1.8, 2.0,$ dan 2.2 pada variasi $Re = 9.5 \times 10^4, 1.32 \times 10^5,$ dan 1.7×10^5 . C_m dan C_p dihitung berdasarkan *tip speed ratio* tertentu, sehingga grafik C_m dan C_p digambarkan sebagai fungsi TSR.

4.2.1. Analisa *Coefficient of Moment* pada Variasi *Reynolds Number*



Gambar 4.1. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen.

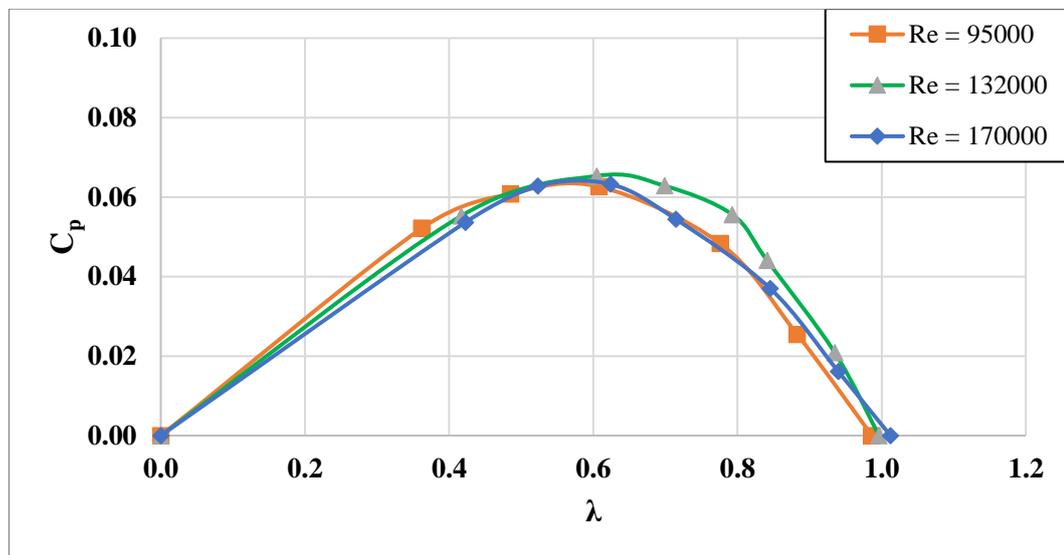
Gambar 4.1 merupakan grafik C_m turbin angin sebagai fungsi dari TSR untuk tiap *Re number* yang diperoleh melalui eksperimen. Nilai C_m mengalami peningkatan seiring dengan berkurangnya TSR. Hal ini disebabkan semakin ringan

beban turbin, maka semakin cepat putaran turbin. Oleh karena itu, C_m tertinggi pada seluruh Re number diperoleh turbin pada TSR $\lambda = 0$. Secara garis besar, bentuk grafik C_m $Re = 9.5 \times 10^4$, 1.32×10^5 , dan 1.7×10^5 menyerupai satu sama lain.

Torsi tertinggi turbin tanpa instalasi pengontrol pasif aliran diperoleh turbin pada fluida dengan $Re = 9.5 \times 10^4$, yakni sebesar 0.1781. Sedangkan nilai C_m puncak turbin pada $Re = 1.32 \times 10^5$, dan 1.7×10^5 berada sedikit di bawahnya. Tidak terdapat perbedaan nilai yang cukup signifikan untuk diperhatikan. Hal tersebut menunjukkan pada $9.5 \times 10^4 < Re < 1.7 \times 10^5$, Re aliran tidak mempengaruhi C_m yang dihasilkan oleh turbin.

4.2.2. Analisa Coefficient of Power pada Variasi Reynolds Number

Gambar 4.2 merupakan grafik yang menunjukkan evolusi perubahan nilai *coefficient of power* terhadap fungsi TSR untuk masing-masing re number hasil eksperimen yang telah dilakukan. Nilai C_p memuncak pada TSR $\lambda = 0.6$. Data menunjukkan hal tersebut berlaku untuk seluruh Re number yang diamati. Tidak hanya itu, bentuk grafik dan tren yang terjadi antara C_p pada turbin dengan $Re = 9.5 \times 10^4$, 1.32×10^5 , dan 1.7×10^5 juga sangat mendekati satu sama lain.



Gambar 4.2. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Tanpa Pengontrol pasif Aliran Hasil Eksperimen.

Turbin pada aliran dengan $Re = 9.5 \times 10^4$ memperoleh C_p puncak sebesar 0.0626 pada TSR $\lambda = 0.608$. Turbin dengan aliran $Re = 1.32 \times 10^5$ memperoleh C_p tertinggi sebesar 0.0653 di TSR $\lambda = 0.605$. Pada Re number yang lebih tinggi, $Re = 1.7 \times 10^5$, $power$ turbin mencapai puncak pada TSR $\lambda = 0.624$ dengan nilai $C_p = 0.0633$. Berdasarkan hasil tersebut, perbedaan terbesar sebesar 4% antara C_p puncak pada $Re = 9.5 \times 10^4$ dengan C_p puncak pada $Re = 1.7 \times 10^5$.

Seluruh grafik C_p tersebut berbentuk *parabolic* dengan puncak di sekitar TSR $\lambda = 0.6$. Bentuk *parabolic* tersebut diakibatkan semakin tinggi putaran turbin, $power$ losses yang terjadi juga semakin besar. Sementara pada beban yang besar, putaran pada turbin rendah. Hal itu yang menyebabkan turbin memiliki C_p maksimum pada TSR yang optimal.

Persamaan C_p membandingkan $power$ yang dihasilkan turbin dengan $power$ yang dapat dihasilkan oleh turbin berdasarkan properti aliran fluida dan penampang turbin. Berdasarkan hal tersebut, grafik pada Gambar 4.2 menunjukkan peningkatan Re disertai dengan peningkatan $power$ dengan nilai yang sebanding. Sedangkan dalam persamaan C_p , nilai $power$ teoritis dipangkatkan 3. Berdasarkan hal tersebut, turbin Savonius dapat menangkap $power$ aliran fluida dengan Reynolds number yang besar ataupun kecil dengan ordo magnitudo yang sama. Konsekuensinya, meningkatkan kecepatan aliran mengakibatkan kenaikan $power$ yang dihasilkan oleh turbin secara signifikan.

4.3. Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 9.5 \times 10^4$

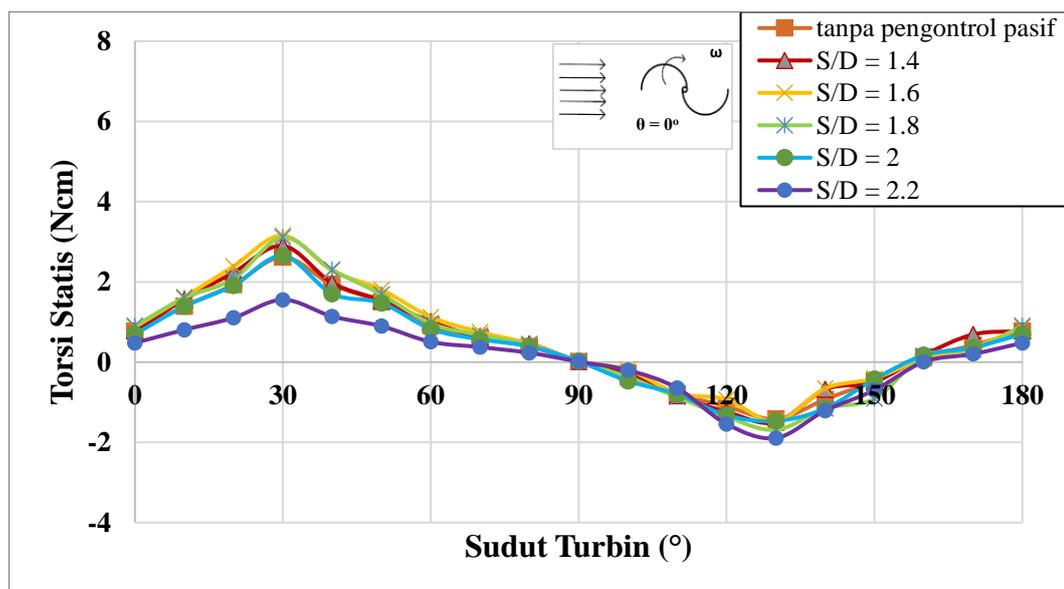
Tabel 4.1. Putaran Maksimum Turbin Angin pada $Re = 9.5 \times 10^4$

S/D	λ Max
Tanpa pengontrol pasif	0.98
1.4	1.02
1.6	1.00
1.8	0.99
2.0	0.98
2.2	1.02

Tabel 4.1 menunjukkan putaran maksimal yang dicapai oleh turbin pada masing-masing jarak penempatan pengontrol pasif aliran. Dijumpai putaran maksimal pada seluruh jarak penempatan *bluff body* dekat dengan $\lambda = 1$, hal ini menunjukkan kecepatan putaran turbin maksimal pada $Re = 9.5 \times 10^4$ sama dengan kecepatan aliran angin.

4.3.1. Analisa Torsi Statis

Gambar 4.3 menunjukkan grafik evolusi torsi statis sebagai fungsi sudut putar turbin. Torsi maksimal berada pada sudut 30° pada semua jarak pengontrol pasif aliran. Sebaliknya turbin menghasilkan torsi negatif terbesar pada sudut 130° . Torsi statis negatif berarti turbin justru cenderung berputar ke arah sebaliknya, tidak sesuai dengan prinsip *advancing blade* dan *returning blade*. Dalam hal ini, turbin tidak memiliki kemampuan untuk *self-starting*.



Gambar 4.3. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 9.5 \times 10^4$

Nilai maksimal torsi statis diperoleh turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$. Pada sudut $\theta = 30^\circ$, turbin menghasilkan torsi statis sebesar 0.874 Ncm. Nilai tersebut 13.46% lebih besar daripada torsi statis yang dihasilkan turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Namun perbedaan terbesar justru terdapat pada sudut $\theta = 20^\circ$ di mana torsinya mencapai 2.39, yakni 23.83% lebih besar daripada

turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Sedangkan pada daerah lembah, torsi statis paling rendah yang dihasilkan oleh turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ sebesar -1.484 Ncm , 4.52% lebih rendah daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran pada sudut $\lambda = 130^\circ$. Namun, di pada daerah torsi negatif $100 \leq \lambda \leq 120$ dan $140 \leq \lambda \leq 150$, torsi negatif yang dihasilkan turbin tanpa pengganggu aliran lebih besar daripada turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$. Hal tersebut menunjukkan turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ secara efektif mengakibatkan peningkatan.

Fenomena yang menjadi latar belakang peningkatan torsi statis adalah silinder pengontrol pasif aliran mengakibatkan ruang dengan tekanan rendah di depan *returning blade* sehingga *pressure drag* mengalami penurunan. Silinder pengontrol pasif aliran juga mengakibatkan mengecilnya *wake* dan meningkatnya tekanan pada daerah belakang *returning blade* sehingga mengakibatkan *pressure drag* semakin berkurang. Hal ini terjadi terutama pada sudut turbin sekitar $\lambda = 30^\circ$, di mana torsi statis berada di titik puncak.

Sebaliknya, torsi statis paling rendah dihasilkan oleh turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$. Pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak ini menghasilkan torsi statis puncak sebesar 1.554 Ncm , 40.67% lebih rendah daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran pada sudut turbin $\lambda = 30^\circ$. Nilai ini jauh lebih rendah daripada turbin dengan jarak pengontrol pasif lainnya. Fenomena tersebut terjadi karena pada jarak $S/D = 2.2$, silinder pengontrol pasif dan turbin seperti 2 buah benda yang saling independent dan tidak mempengaruhi aliran satu sama lain.

Pemasangan silinder pada jarak $S/D = 1.6$ merupakan jarak paling optimal untuk meningkatkan torsi statis turbin. Indikasi titik optimal tersebut berdasarkan grafik dan analisa yang telah dibahas. Jarak penempatan silinder pada $S/D = 1.6$ diduga memberikan kesempatan bagi aliran yang mengalami separasi dari *bluff body* untuk mengalami transisi menjadi aliran yang lebih turbulen sehingga aliran *boundary layer* pada *returning blade* menjadi turbulen. Turbulensi tersebut mengakibatkan terjadinya penundaan titik separasi.

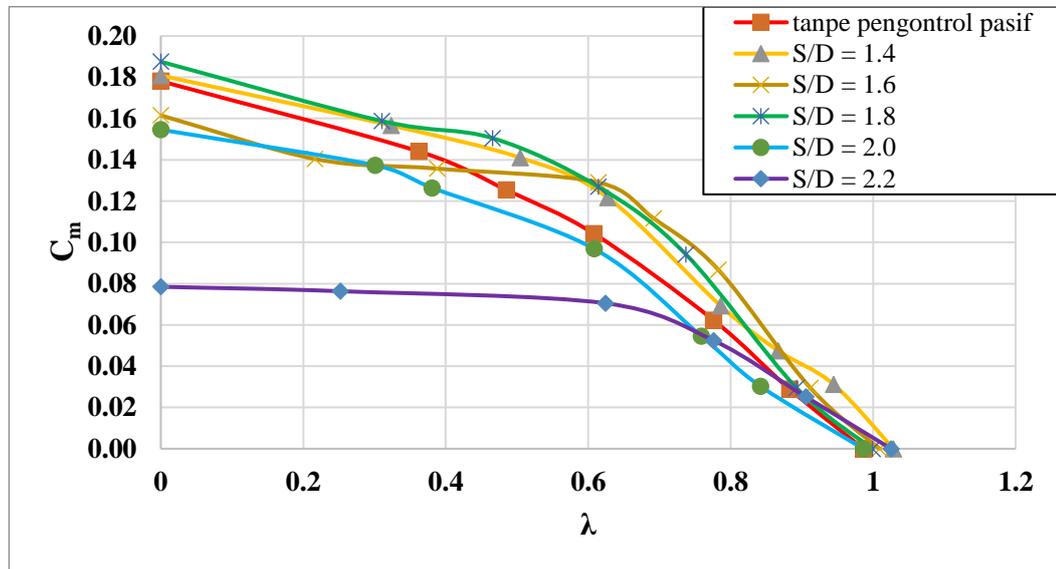
Fenomena tersebut tidak terjadi pada pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak yang lebih jauh. Pada jarak $S/D = 2.2$ yang diamati, pemasangan silinder

pengontrol pasif aliran tidak hanya tidak mempengaruhi aliran pada *returning blade*, justru aliran pada *advancing blade* juga terganggu dan menyebabkan penurunan torsi.

Pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak yang lebih dekat diduga tidak memberikan kesempatan pada aliran untuk bertransisi menjadi turbulen sehingga tidak terjadi pengecilan area *wake*. Hal itu yang menjadi penyebab silinder pada jarak $S/D = 1.4$ tidak menghasilkan peningkatan sebesar pemasangan silinder pada jarak $S/D = 1.6$.

4.3.2. Analisa *Coefficient of Moment*

Gambar 4.4 menunjukkan perubahan C_m turbin angin sebagai fungsi TSR pada variasi jarak pemasangan pengontrol pasif aliran. Nilai C_m mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya *tip speed ratio*. Berarti pada TSR yang lebih rendah, turbin menghasilkan momen yang lebih tinggi. Puncak torsi untuk keseluruhan sistem turbin yang diamati ada pada TSR $\lambda = 0$.



Gambar 4.4. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 9.5 \times 10^4$

Secara garis besar terlihat bahwa turbin dengan jarak pengontrol pasif aliran $S/D = 1.4, 1.6$ dan 1.8 menghasilkan momen yang lebih besar daripada turbin tanpa pengontrol pasif. Sebaliknya, turbin dengan pengontrol pasif aliran jarak S/D

= 2.0 dan 2.2 menghasilkan nilai C_m yang lebih kecil daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penempatan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ efektif dalam meningkatkan torsi statis turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ tidak efektif, bahkan menurunkan kinerja turbin.

Peningkatan torsi terbesar terjadi akibat pemasangan turbin pada jarak $S/D = 1.6$ dan 1.8. Pada TSR $\lambda = 0.395$, momen dinamis yang dihasilkan oleh turbin dengan $S/D = 1.6$ sebesar 0.00337 Nm sehingga $C_m = 0.1661$, sedangkan turbin tanpa pengontrol pasif aliran pada TSR $\lambda = 0.395$ menghasilkan $C_m = 0.1441$. Berdasarkan data itu, momen dinamis pada titik sebelum TSR $\lambda = 0$, pemasangan pengontrol pasif aliran mengakibatkan peningkatan momen torsi dinamis sebesar 15%.

Peningkatan yang telah dijelaskan tersebut dapat dikaitkan dengan menurunnya *pressure drag* pada *returning blade* turbin. Pemasangan *bluff body* pada jarak S/D mengakibatkan terbentuknya daerah tekanan rendah di depan *returning blade*. Kedua, akibat pemasangan pengontrol pasif aliran, diduga terjadi kenaikan intensitas turbulensi yang menyebabkan penundaan titik separasi sehingga *wake* mengalami pengecilan. Fenomena tersebut mengakibatkan berkurangnya *pressure drag* pada *returning blade*. Akhirnya terjadi peningkatan torsi.

Pada sisi lain, pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ mengakibatkan penurunan momen torsi dinamis turbin secara signifikan. Turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ pada TSR $\lambda = 0.25$ menghasilkan 0.0155 Nm sehingga $C_m = 0.0763$. Nilai ini 47% lebih kecil daripada momen dinamis pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran.

Penurunan kinerja secara signifikan ini terjadi akibat berkurangnya kecepatan aliran fluida yang bergerak menuju *advancing blade*. Penurunan kecepatan akibat adanya *vortex* tersebut mengakibatkan berkurangnya *drag force* pada *advancing blade*. Hal ini mengakibatkan penurunan kinerja turbin secara signifikan pada seluruh sudut putar turbin.

Berdasarkan analisa dan grafik, pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$ paling optimal untuk meningkatkan momen torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin. *Bluff body* pada jarak $S/D = 1.6$ memberikan kesempatan

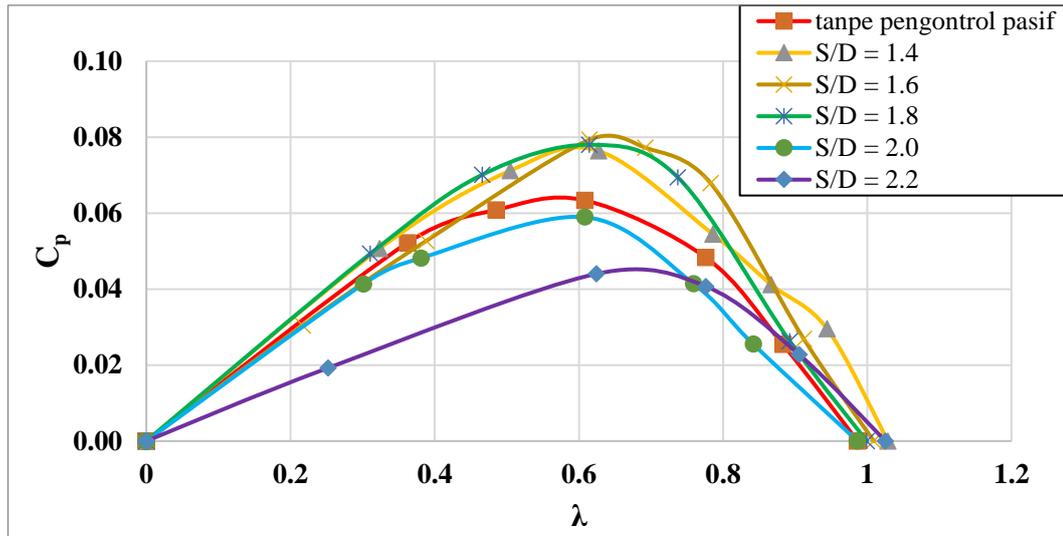
bagi aliran untuk bertransisi menjadi turbulen sebelum mengalami *reattachment* pada permukaan cembung *returning blade* sehingga terjadi penundaan titik separasi.

Sebaliknya pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 2.2$ yang diamati memberikan dampak yang negatif pada torsi dinamis turbin. Pemasangan pengontrol pasif aliran tersebut tidak banyak mempengaruhi aliran pada *returning blade*. Pengaruh yang lebih signifikan justru terjadi pada *advancing blade*, di mana aliran pada *advancing blade* terganggu yang akhirnya menyebabkan penurunan torsi yang dihasilkan.

Pada jarak S/D yang lebih dekat, silinder pengontrol pasif tidak meningkatkan torsi turbin sebesar silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$. Hal ini diakibatkan pada jarak yang terlalu dekat, aliran yang mengalami separasi dari *bluff body* tidak mendapatkan kesempatan yang cukup untuk bertransisi menjadi turbulen sehingga tidak terjadi penundaan separasi dan *wake* tidak mengecil signifikan yang diharapkan.

4.3.3. Analisa *Coefficient of Power*

Gambar 4.5 menunjukkan evolusi perubahan C_p sebagai fungsi TSR pada berbagai jarak penempatan kontrol pasif yang diperoleh melalui eksperimen. Grafik C_p berbentuk parabola terbalik dengan puncak di sekitar TSR $\lambda = 0.6$. C_p yang dihasilkan oleh turbin dengan kontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.4, 1.6,$ dan 1.8 terlihat lebih tinggi daripada turbin tanpa kontrol pasif aliran. Pada sisi lain, turbin dengan kontrol pasif aliran pada jarak yang lebih jauh, terutama $S/D = 2.2$ menghasilkan power yang jauh lebih rendah daripada turbin tanpa kontrol pasif aliran.



Gambar 4.5. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 9.5 \times 10^4$

Pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D < 1.8$ berhasil meningkatkan *power* turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ menurunkan kinerja turbin. C_p tertinggi dihasilkan pada turbin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. $C_p = 0.0793$ diperoleh pada TSR $\lambda = 0.614$. C_p yang dihasilkan 24.56% lebih besar daripada C_p puncak yang dihasilkan oleh turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Hal tersebut berarti penempatan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D \leq 1.8$ efektif meningkatkan *power* yang dihasilkan oleh turbin.

Peningkatan pada *power* ini berhubungan erat dengan peningkatan pada momen dinamis seperti yang telah dibahas sebelumnya. Silinder pengontrol pasif diduga mengakibatkan terbentuknya ruangan bertekanan rendah di antara silinder pengontrol pasif dan *returning blade*. Selain itu, aliran yang mengalami separasi dari *boundary layer* memiliki properti intensitas turbulensi yang tinggi sehingga menyebabkan penundaan separasi sehingga daerah *wake* mengecil. Kedua fenomena tersebut mengakibatkan berkurangnya *pressure drag* dibandingkan pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Berkurangnya *pressure drag* berarti meningkatnya *power* yang dihasilkan turbin.

Sebaliknya, dijumpai penurunan yang signifikan pada turbin yang telah dipasang pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$. C_p turbin yang dipasang pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ mengalami penurunan hingga 29.73%.

C_p pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran sebesar 0.0626, sedangkan C_p pada turbin yang dipasang silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ sebesar 0.044.

Penurunan ini diduga terjadi sebagai konsekuensi pemasangan silinder pengontrol pasif yang menciptakan *wake* yang mempengaruhi seluruh *blade* pada turbin. Tekanan di bagian cekung *advancing blade* mengalami penurunan sehingga *drag force advancing blade* berkurang. Tidak hanya itu, *wake returning blade* yang besar dan bertekanan rendah mengakibatkan peningkatan *pressure drag*.

Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ efektif dalam meningkatkan *power* yang dihasilkan turbin. Jarak tersebut merupakan jarak optimal di mana aliran mendapatkan kesempatan untuk bertransisi menjadi aliran yang lebih turbulen sebelum *reattach* dengan *returning blade*. Silinder pengontrol pasif pada jarak ini tidak memberikan pengaruh pada *advancing blade*.

Sebaliknya penempatan silinder pengontrol pasif yang salah tidak mempengaruhi aliran pada *returning blade*, justru malah mengakibatkan terganggunya aliran pada *advancing blade*. Pada turbin dengan jarak pengontrol pasif aliran $S/D = 2.2$ fenomena tersebut terjadi.

Penempatan silinder pengontrol pasif aliran yang lebih dekat tidak memberikan dampak sebesar penempatan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$ karena aliran pada jarak tersebut tidak memiliki kesempatan untuk bertransisi menjadi turbulen. Akibatnya, aliran yang *attach* dengan *returning blade* tidak mengalami peningkatan intensitas turbulensi sebesar yang diharapkan. Oleh karena itu pengecilan *wake* tidak terlalu signifikan dan pengurangan *pressure drag* tidak maksimal. Akhirnya *power* tidak meningkat signifikan yang diharapkan.

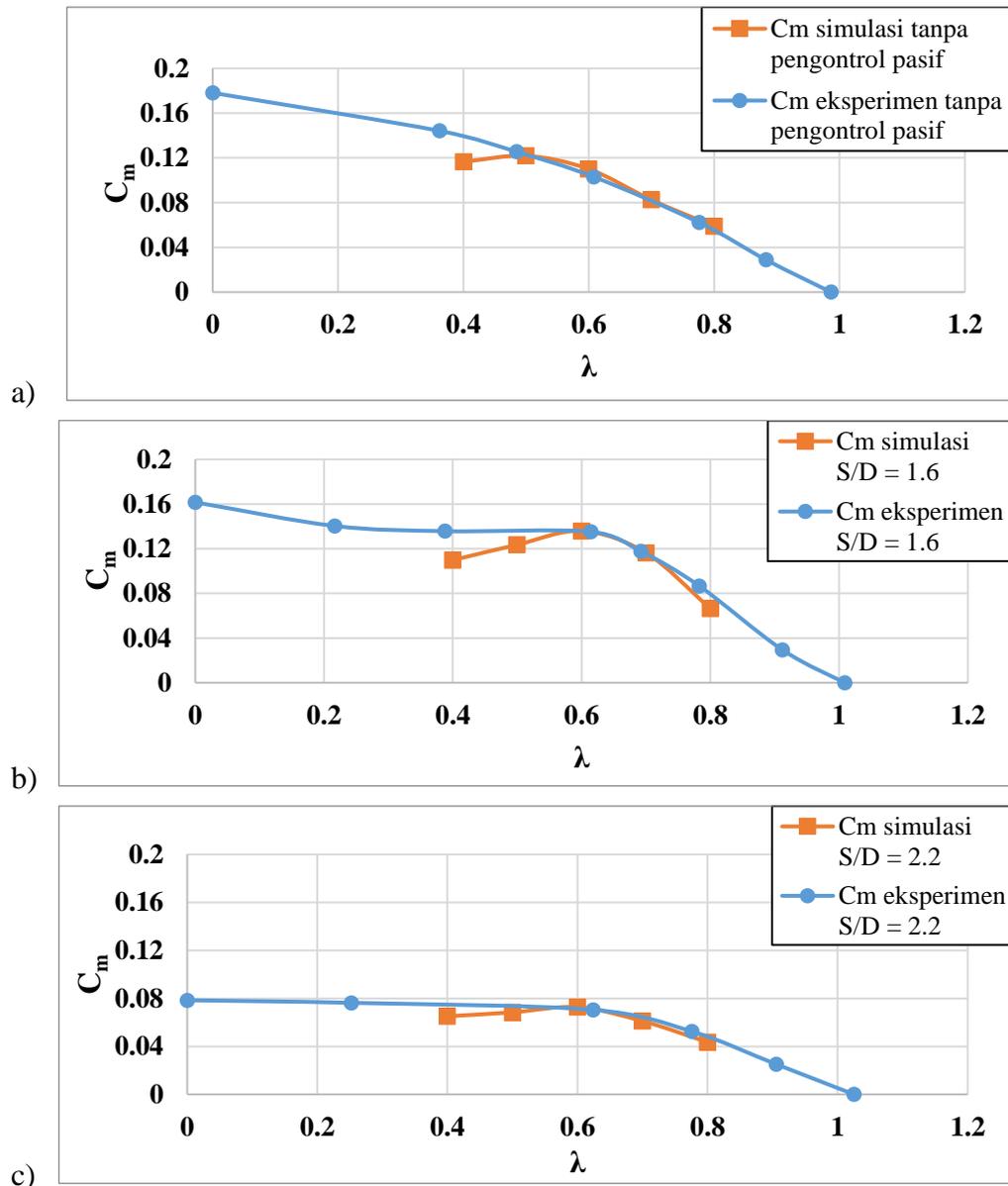
4.3.4. Analisa Simulasi Numerik Aliran

Dilakukan simulasi numerik *computational fluid dynamics* pada aliran untuk mendapatkan gambaran fenomena yang terjadi. Pada penelitian ini, dijalankan simulasi pada aliran di sekitar turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran, pada turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ sebagai jarak pengontrol pasif yang paling efektif meningkatkan kinerja turbin, dan pada jarak turbin dengan jarak $S/D = 2.2$ sebagai jarak pengontrol pasif yang menurunkan

kinerja turbin paling signifikan. Aliran pada ketiga sistem yang menghasilkan kinerja sangat berbeda tersebut dibandingkan untuk mengerti penyebab dan latar belakang terjadinya peningkatan dan penurunan momen dan *power* turbin.

4.3.4.1. Perbandingan C_m dan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_m dan C_p Hasil Eksperimen

Gambar 4.6 menunjukkan perbandingan grafik C_m yang diperoleh oleh turbin angin dalam aliran udara dengan $Re = 9.5 \times 10^4$ melalui simulasi numerik dengan C_m hasil eksperimen pada Re yang sama. (a), (b), dan (c) masing-masing menunjukkan perbedaan hasil C_m turbin (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.



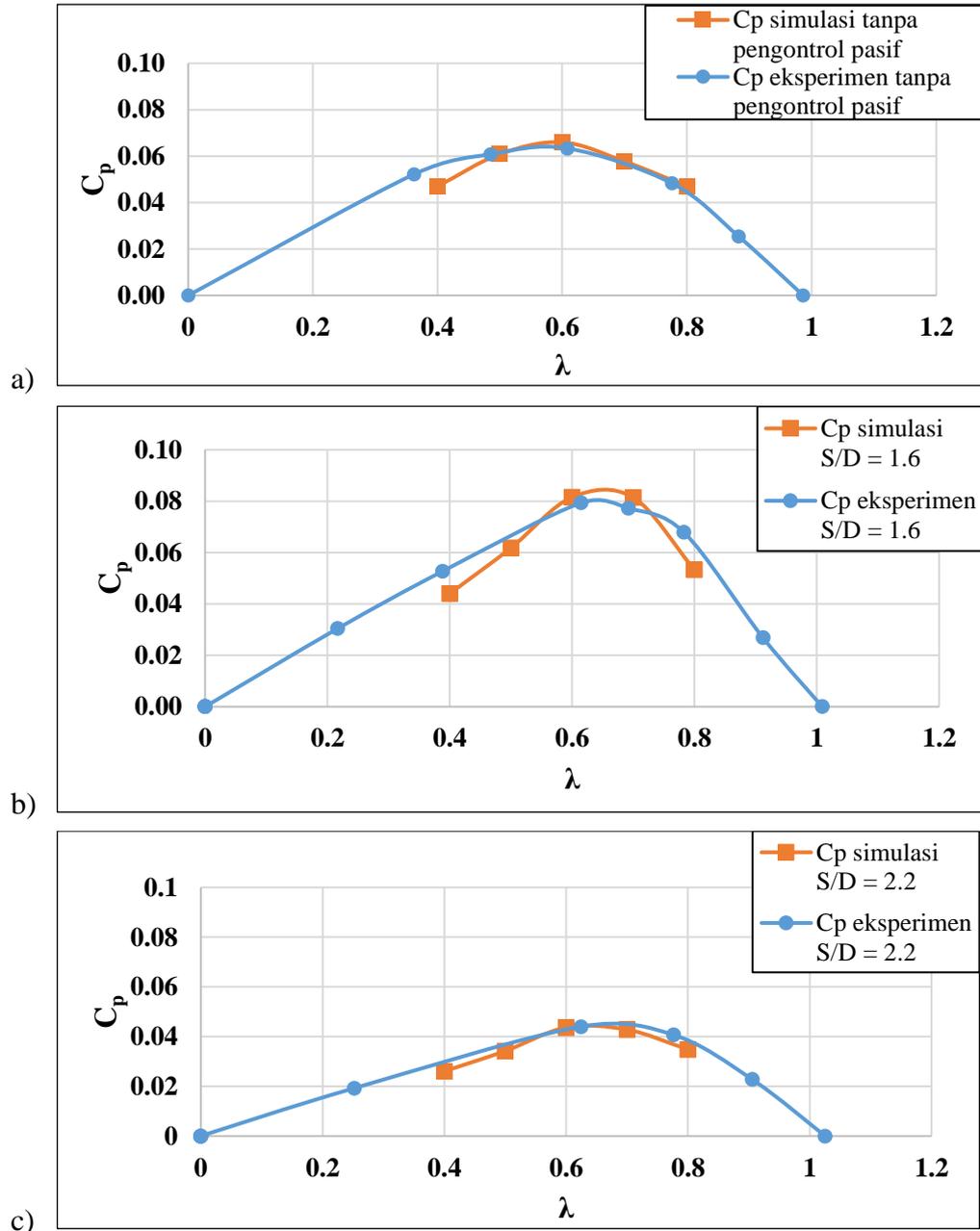
Gambar 4.6. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$:

(a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Terdapat perbedaan C_m hasil simulasi dan C_m hasil eksperimen. Perbedaan yang cukup besar terjadi di daerah TSR $\lambda = 0.4$ pada seluruh turbin yang diamati. Namun demikian, hasil C_m berdasarkan kedua metode penelitian pada TSR $\lambda \geq 0.6$ menunjukkan kesepakatan yang baik satu sama lainnya.

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan grafik C_p yang diperoleh oleh turbin angin dalam aliran udara dengan $Re = 9.5 \times 10^4$ melalui simulasi numerik

dengan C_p hasil eksperimen pada Re yang sama. (a), (b), dan (c) masing-masing menunjukkan perbedaan hasil C_p turbin (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.



Gambar 4.7. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$:

(a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Berdasarkan grafik di atas terdapat beberapa perbedaan nilai yang terjadi antara C_p yang dihasilkan oleh eksperimen dengan nilai C_p yang diperoleh melalui simulasi numerik. Perbedaan terutama terjadi pada TSR = 0.4, 0.5, dan 0.8. Namun demikian, C_p yang diperoleh kedua metode pada daerah TSR = 0.6 dan TSR = 0.7 secara konsisten menunjukkan kesepatan satu sama lain.

Tabel 4.2 menunjukkan perbandingan antara nilai C_p yang dihasilkan oleh eksperimen dengan C_p yang dihasilkan melalui simulasi numerik. Perbandingan dilakukan pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran, turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$. Tercantum juga persentase *error* yang menyatakan berapa persen perbedaan yang terjadi satu sama lain.

Tabel 4.2. Perbandingan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_p Hasil Eksperimen pada Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$.

No	S/D	λ	C_p Eksperimen	C_p Simulasi	Perbedaan (%)
1	tanpa pengontrol pasif aliran	0.4	0.056	0.047	16.178
2		0.5	0.062	0.061	2.178
3		0.6	0.063	0.066	4.940
4		0.7	0.057	0.058	1.770
5		0.8	0.043	0.047	8.549
6	1.6	0.4	0.055	0.044	19.585
7		0.5	0.071	0.062	12.616
8		0.6	0.079	0.082	3.237
9		0.7	0.078	0.081	0.231
10		0.8	0.063	0.053	15.866
11	2.2	0.4	0.033	0.026	20.192
12		0.5	0.040	0.034	13.491
13		0.6	0.043	0.044	0.313
14		0.7	0.043	0.043	1.141
15		0.8	0.038	0.035	7.680

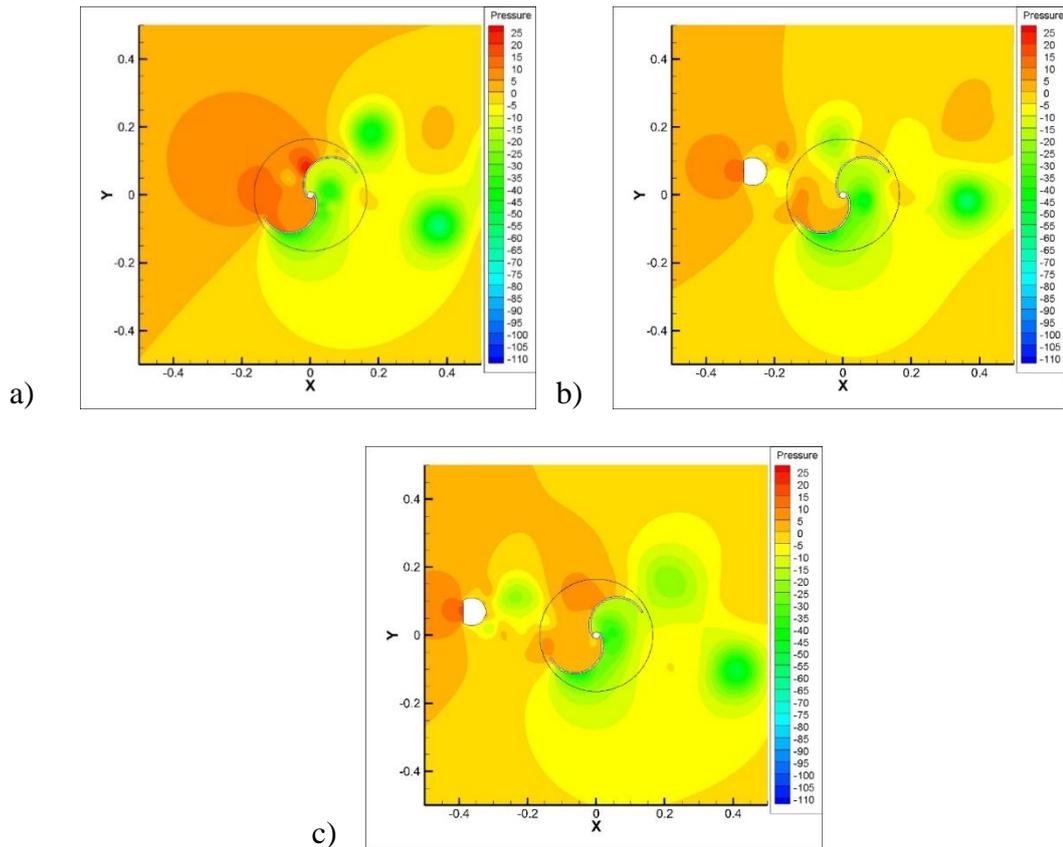
Data simulasi dan eksperimen mencapai kesepakatan pada TSR $\lambda = 0.6$ dan TSR = 0.7. Pada kedua titik tersebut *error* paling besar hanya sebesar 4.9% dan terjadi pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran TSR $\lambda = 0.6$. Hasil pada kedua titik tersebut mendekati satu sama lain. Namun terjadi perbedaan besar pada daerah $\lambda <$

0.6 untuk semua jarak silinder pengontrol, pada daerah itu terjadi perbedaan hingga 20%.

4.3.4.2. Analisa Fenomena Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar Turbin $\theta = 30^\circ$

$$\text{TSR } \lambda = 0.6 \quad \text{Re} = 9.5 \times 10^4$$

Pada sudut 30° ini turbin menghasilkan momen paling besar dibandingkan sudut-sudut lainnya. Berdasarkan pengukuran pada eksperimen, momen torsi statis mencapai puncak pada 30° . Selain itu berdasarkan simulasi, pada sudut ini momen dinamis berada dalam posisi tertinggi dibandingkan sudut-sudut lainnya. Data tersebut berlaku untuk semua turbin yang diamati, baik tanpa ataupun dengan pengontrol pasif aliran. Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan Kontur Tekanan pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan $S/D = 2.2$.



Gambar 4.8. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Gambar 4.8 (a) menunjukkan kontur tekanan pada aliran di sekitar turbin pada saat sudut putar turbin $\theta = 30^\circ$ tanpa pengontrol pasif aliran. Peningkatan tekanan terjadi di seluruh permukaan cekung *advancing blade* dan permukaan cembung *returning blade* turbin. Peningkatan tekanan terutama terjadi pada *stagnation point* yang berada pada sisi cembung *returning blade*. Sebaliknya pada sisi *wake* turbin, terjadi penurunan tekanan secara menyeluruh pada sisi cekung *returning blade* dan lebih besar lagi pada sisi cembung *advancing blade*.

Selain itu terjadi daerah bertekanan rendah yang terjadi pada sisi cembung kedua *blade*. Perbedaan kecepatan yang signifikan mengakibatkan tingginya *shear rate* sehingga terjadi daerah bertekanan rendah. Aliran dengan daerah bertekanan rendah tersebut mengalami *shedding* sehingga bergerak sesuai aliran menuju ke sisi *downstream* turbin.

Pada *advancing blade*, tekanan udara meningkat menyebabkan terdorongnya *blade* tersebut hingga berputar. Tampak pada gambar, tekanan naik secara menyeluruh, tetapi peningkatan paling tinggi terjadi pada daerah yang dekat dengan ujung. Tekanan yang terjadi pada daerah ujung *blade* menghasilkan torsi yang lebih besar daripada apabila tekanan terjadi di daerah pangkal.

Gambar 4.8 (b) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada saat sudut turbin $\theta = 30^\circ$ dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Aliran *wake bluff body* mengalami penurunan tekanan hingga ke daerah permukaan cembung *returning blade*. Akibatnya, tidak terjadi *stagnation point* pada permukaan cembung *returning blade*. Sebaliknya justru terdapat daerah bertekanan rendah di depan *returning blade* yang terjadi karena aliran dengan *shear rate* tinggi mengalami *shedding* dari daerah *boundary layer bluff body*. Hal ini menyebabkan penurunan *pressure drag* pada *returning blade*.

Tampak juga pengecilan dan penurunan tekanan pada daerah *wake returning blade*. Pengecilan dan peningkatan tekanan tersebut terjadi akibat adanya penundaan titik separasi *boundary layer* pada sisi cembung *returning blade*. Akibatnya beda tekanan antara sisi cembung dan cekung *returning blade* mengecil sehingga akhirnya mengakibatkan penurunan *pressure drag* yang terjadi. Kedua faktor tersebut mengakibatkan peningkatan pada momen dan *power* yang dihasilkan oleh *returning blade*.

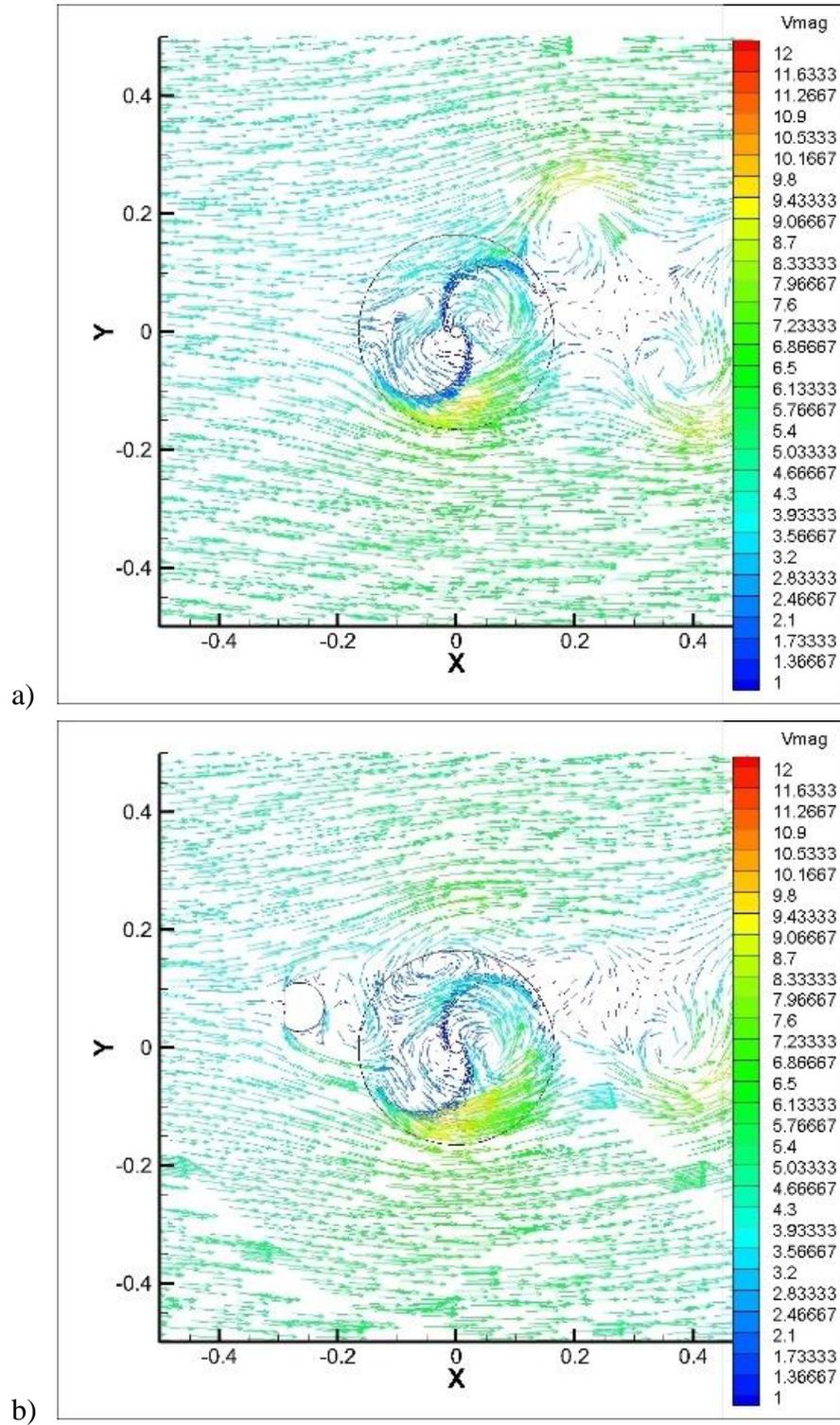
Putaran turbin terjadi akibat perbedaan tekanan pada sisi *upper side*, yakni di depan turbin dan *lower side*, yaitu sisi belakang *blade*. Perbedaan tekanan tersebut mengakibatkan *drag force* yang menyebabkan putaran turbin. Pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$ menyebabkan tekanan pada bagian *upper side advancing blade* turun secara signifikan, sedangkan *lower side* cenderung tetap. Sedangkan pada bagian *upper side advancing blade* tekanannya menurun, sehingga dalam kasus ini *drag force advancing blade* mengalami penurunan.

Gambar 4.8 (c) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada saat sudut turbin $\theta = 30^\circ$ dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 2.2$. Terjadi *wake* bertekanan rendah pada area belakang *bluff body*. Namun pengaruh *wake* tersebut tidak sampai permukaan cembung *returning blade*. Pada

sisi cembung *returning blade* tekanan sudah kembali pada tekanan atmosfer. Oleh karena itu, pada sisi cembung *returning blade* tetap terjadi *stagnation point* walaupun tekanannya tidak setinggi pada *stagnation point* pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Pada *returning blade* ini terjadi sedikit penurunan *pressure drag*.

Namun pemasangan silinder pengontrol pasif aliran ini juga mempengaruhi aliran di sekitar *advancing blade*. Akibatnya, tekanan udara pada sisi cekung *returning blade* turbin dengan pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 2.2$ ini lebih rendah daripada daerah yang sama pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Sehingga mengakibatkan dorongan yang terjadi pada *advancing blade* mengalami penurunan apabila dibandingkan dengan turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Hal ini sangatlah berpengaruh, karena turbin Savonius merupakan turbin dengan basis *drag force*. Sebagai akibatnya, pemasangan pengganggu aliran pada jarak $S/D = 2.2$ mengakibatkan penurunan C_p yang signifikan.

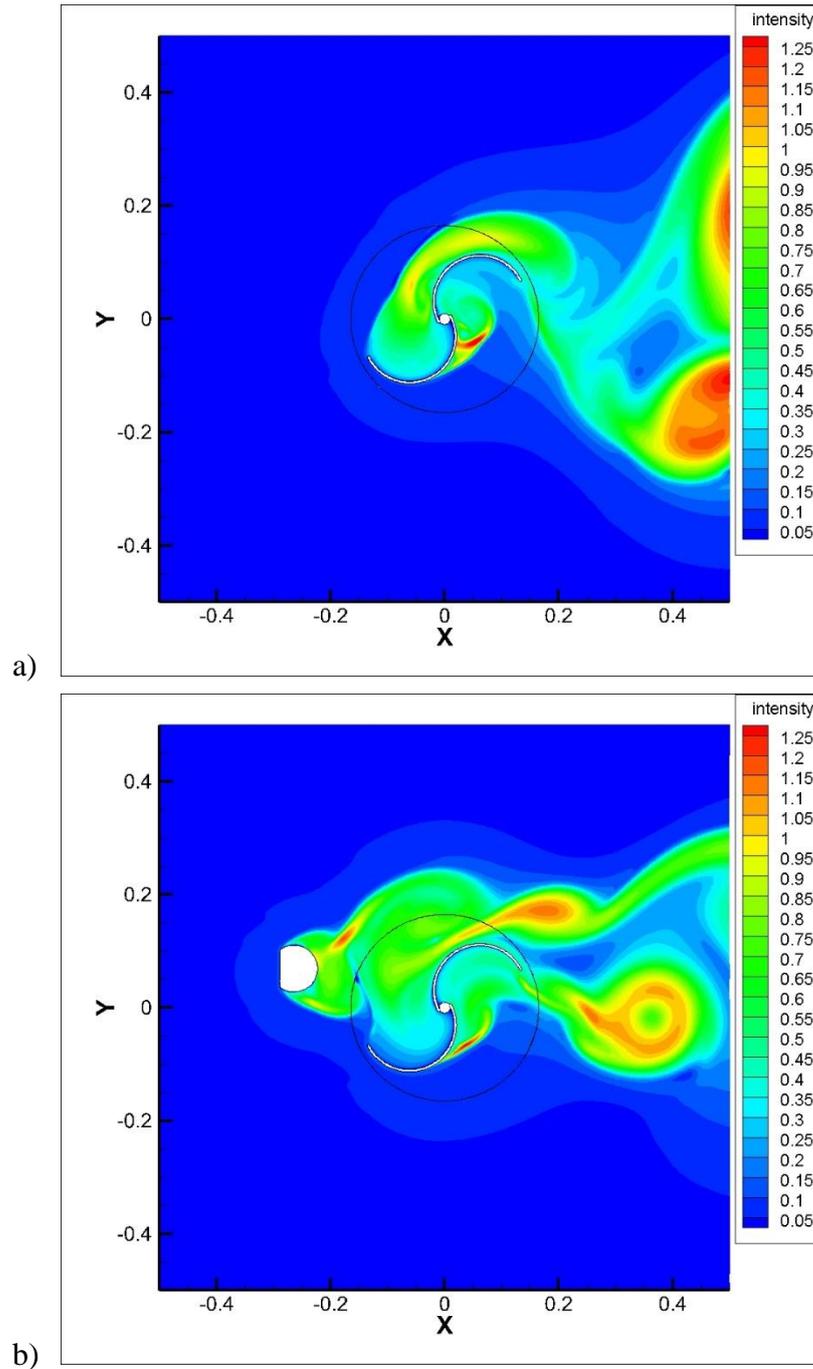
Gambar 4.9 menunjukkan perbandingan vektor kecepatan pada aliran di sekitar turbin tanpa dan dengan silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ pada sudut putar $\theta = 30^\circ$, TSR (λ) = 0.6, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. Gambar 4.8 (a) menunjukkan aliran tanpa silinder pengontrol pasif, sedangkan 4.8 (b) menunjukkan aliran dengan silinder pengontrol pasif yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Kedua vektor kecepatan dibandingkan untuk mencari perbedaan titik separasi dan fenomena aliran lain yang terjadi.



Gambar 4.9. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Terjadi separasi aliran *boundary layer* pada permukaan cembung *returning blade* seperti dapat dilihat pada gambar 4.9 (a). Sudut separasi yang lebih besar terjadi akibat adanya instalasi pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ seperti pada gambar 4.9 (b). Pada turbin dengan pengontrol pasif aliran, separasi *boundary layer returning blade* terjadi pada sudut yang lebih besar, dekat dengan ujung *blade* itu sendiri. Oleh karenanya terlihat jelas bahwa daerah *wake* pada turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ lebih kecil daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Fenomena pengecilan *wake* akibat pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ tersebut mendukung hipotesa awal bahwa terjadi perubahan luas *wake* turbin akibat pemasangan pengontrol pasif aliran.

Fenomena penundaan separasi tersebut muncul akibat adanya peningkatan intensitas turbulensi yang terjadi pada daerah permukaan cembung *returning blade*. Gambar 4.10. menunjukkan perbandingan intensitas turbulensi yang terjadi pada aliran di sekitar turbin pada sudut putar $\theta = 30^\circ$, TSR (λ) = 0.6, dan aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. Gambar 4.10 (a) menunjukkan intensitas turbulensi aliran tanpa silinder pengontrol pasif aliran, sedangkan gambar 4.10 (b) menunjukkan intensitas turbulensi aliran dengan silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ dari turbin.



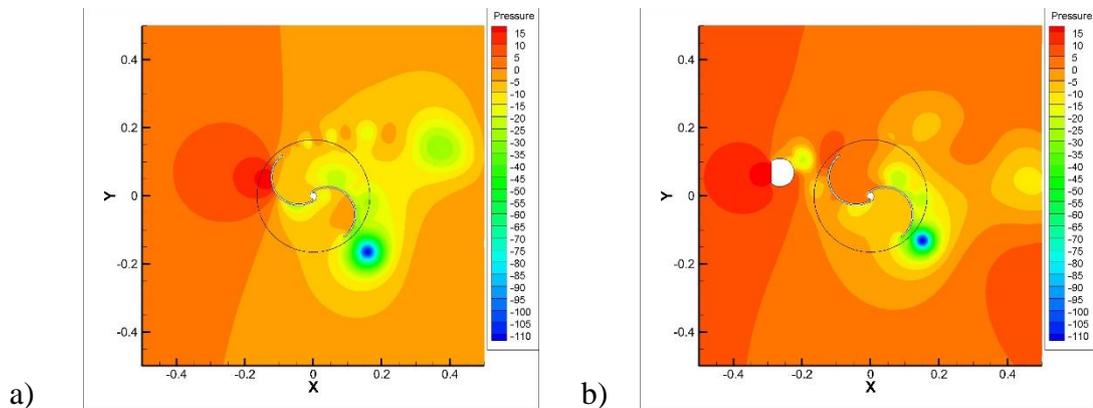
Gambar 4.10. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Terjadi sedikit peningkatan intensitas turbulensi pada daerah cembung *returning blade* seperti pada gambar 4.10 (a). Peningkatan tersebut terjadi karena fluida mengalami gangguan akibat permukaan *returning blade*. Namun demikian

pada gambar 4.10 (b), daerah yang sangat dekat dengan permukaan cembung *returning blade* dijumpai peningkatan intensitas turbulensi yang lebih signifikan akibat pengaruh pemasangan silinder pengontrol pasif aliran. Aliran yang mengalami separasi dari *boundary layer bluff body* membawa momentum yang besar sehingga meningkatkan intensitas turbulensi. Data ini mendukung hipotesa awal di mana terjadi peningkatan intensitas turbulensi akibat pemasangan pengontrol pasif aliran yang menyebabkan penundaan separasi pada daerah cembung *returning blade*.

4.3.4.3. Analisa Fenomena Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar Turbin $\theta = 130^\circ$ TSR $\lambda = 0.6$ $Re = 9.5 \times 10^4$

Pada sudut 130° turbin menghasilkan momen paling kecil dibandingkan sudut-sudut lainnya. Berdasarkan pengukuran pada eksperimen, momen torsi statis mencapai titik paling rendah pada 30° . Gambar 4.11 menunjukkan perbandingan kontur tekanan pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan $S/D = 2.2$.



Gambar 4.11. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 130^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Gambar 4.11 (a) menunjukkan kontur tekanan pada aliran di sekitar turbin pada saat sudut putar turbin $\theta = 130^\circ$ tanpa pengontrol pasif aliran. Daerah tekanan tinggi terjadi di *stagnation point* sisi cembung *returning blade*. Tekanan pada sisi cembung yang jauh lebih besar daripada tekanan pada sisi *returning blade* tersebut

mengakibatkan terjadinya *pressure drag* yang signifikan. Sebaliknya, pada sudut ini tekanan yang terjadi di sisi cekung *advancing blade* tidak besar.

Gambar 4.11 (b) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada saat sudut turbin $\theta = 130^\circ$ dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Aliran *wake bluff body* mengalami penurunan tekanan hingga ke daerah permukaan cembung *returning blade*. Akibatnya, tekanan *stagnation point* pada permukaan cembung *returning blade* berkurang dan bergeser sedikit menuju ujung *returning blade*.

Torsi yang dihasilkan turbin terjadi karena adanya perbedaan tekanan pada sisi cembung dan cekung *returning blade* dan *advancing blade*. Pada sudut ini terlihat perbedaan tekanan antara *upper side* dan *lower side* tidak berubah secara signifikan sehingga juga tidak terjadi peningkatan atau penurunan kinerja yang dapat terlihat. Berdasarkan hasil pengukuran torsi statis, pada sudut ini instalasi silinder pengontrol pasif mengakibatkan perubahan torsi statis sebesar 4.5%. Nilai tersebut tidak signifikan dibandingkan perubahan torsi statis yang terjadi pada sudut putar turbin $\theta = 30^\circ$.

4.4. Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 1.32 \times 10^5$

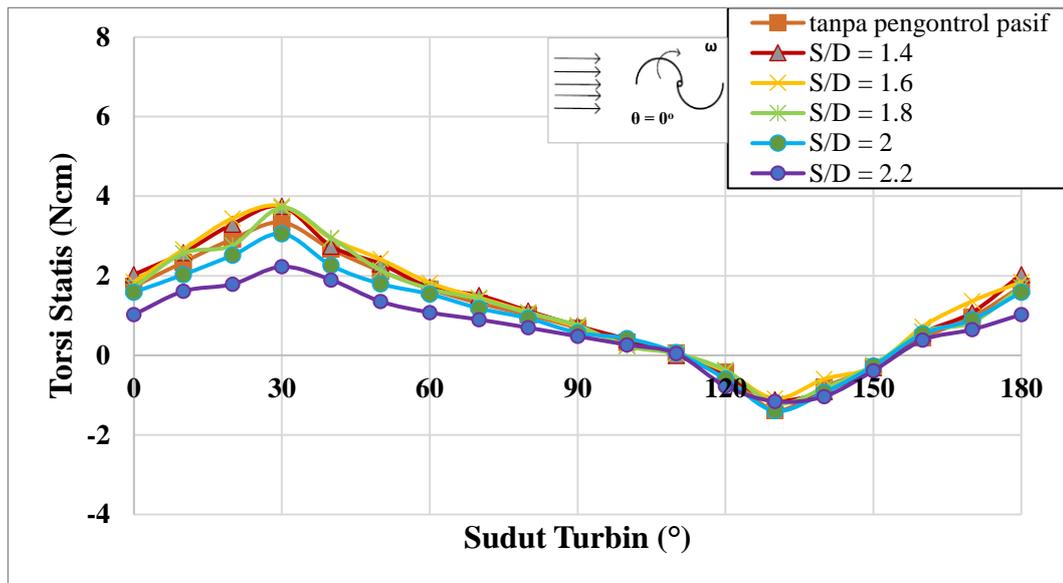
Tabel 4.3. menunjukkan perbandingan kecepatan putaran maksimal turbin angin pada $Re = 1.32 \times 10^5$ pada masing-masing jarak pemasangan silinder pengontrol pasif aliran. Putaran maksimal untuk seluruh turbin yang diamati berada pada $TSR 0.99 < \lambda < 1.04$ untuk semua jarak pengontrol pasif aliran, kecuali $S/D = 2.2$ di mana putaran maksimalnya $TSR \lambda = 0.945$.

Tabel 4.3. Putaran Maksimum Turbin Angin pada $Re = 1.32 \times 10^5$

S/D	λ Max
Tanpa pengontrol pasif	0.9961
1.4	1.0165
1.6	1.0241
1.8	1.0317
2.0	1.0368
2.2	0.945

4.4.1. Analisa Torsi Statis

Gambar 4.12 menunjukkan grafik evolusi perubahan torsi statis turbin sebagai fungsi sudut putar turbin. Seluruh turbin menghasilkan torsi statis paling tinggi pada sudut $\theta = 30^\circ$. Di sisi lain, turbin menghasilkan torsi negatif paling besar pada sudut $\theta = 130^\circ$. Torsi negatif ini mengakibatkan kecenderungan turbin untuk berputar dengan arah sebaliknya.



Gambar 4.12. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 1.32 \times 10^5$

Nilai torsi statis tertinggi pada aliran $Re = 1.32 \times 10^5$ sebesar 3.574 Ncm diperoleh turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Nilai tersebut lebih besar 12% dibandingkan torsi statis pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran dengan sudut yang sama. Peningkatan torsi statis yang cukup signifikan juga dialami dengan pemasangan instalasi silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.4$ dan $S/D = 1.8$. Penempatan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ efektif dalam meningkatkan torsi statis turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ tidak efektif, bahkan menurunkan kinerja turbin.

Peningkatan torsi tersebut terjadi akibat adanya pengurangan *pressure drag* pada *returning blade*. Penurunan *drag* terjadi karena adanya *wake* bertekanan rendah yang meluas dari *wake bluff body* hingga depan *returning blade*. Efek ini

terjadi terutama pada sudut-sudut turbin yang menghasilkan torsi positif. Karena pada sudut-sudut tersebut silinder pengontrol pasif aliran secara efektif mengurangi *pressure drag returning blade*.

Sebaliknya, turbin dengan instalasi pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.0$ dan terutama $S/D = 2.2$ mengalami penurunan torsi statis dibandingkan dengan turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penurunan terbesar terjadi pada turbin dengan pengontrol pasif aliran $S/D = 2.2$ pada sudut 0° dan 20° . Pada sudut ini masing-masing turbin mengalami penurunan sebesar 40% dan 38%. Sedangkan pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.0$ tidak mengakibatkan penurunan yang signifikan pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.

Semakin jauh jarak silinder pengontrol pasif aliran dari turbin, semakin luas pengaruhnya pada aliran di permukaan turbin. Pada turbin dengan jarak pengontrol pasif aliran $S/D = 2.2$, penurunan torsi statis diakibatkan menurunnya tekanan pada sisi cekung *advancing blade*. Penurunan tekanan tersebut mengakibatkan dorongan udara pada *advancing blade* berkurang secara signifikan.

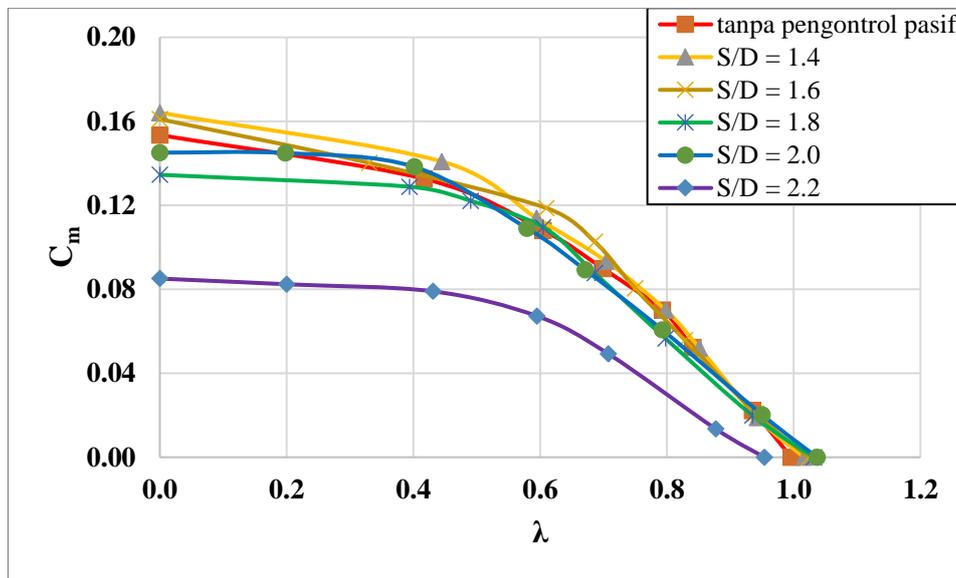
Pemasangan silinder pengganggu aliran $S/D = 1.6$ efektif meningkatkan torsi statis turbin. Jarak pengontrol pasif aliran tersebut memberikan kesempatan pada aliran *shear layer* yang telah mengalami separasi untuk bertransisi menjadi turbulen. Aliran tersebut mengalami *reattachment* dengan *returning blade* dengan intensitas turbulensi yang lebih tinggi sehingga titik separasi tertunda.

Sebaliknya pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak yang jauh tidak mempengaruhi aliran di sekitar *returning blade*. Pemasangan tersebut justru memberikan dampak negatif pada *advancing blade* karena mengakibatkan berkurangnya laju aliran massa udara pada sekitar *advancing blade*.

Pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak yang dekat juga tidak optimal dalam meningkatkan torsi turbin. Penempatan pengontrol pasif yang terlalu dekat tidak memberikan kesempatan bagi aliran untuk bertransisi sehingga intensitas turbulensi pada *boundary layer returning blade* tidak berkembang sebesar yang diharapkan. Akibatnya pengecilan area *wake returning blade* tidak signifikan dan *pressure drag* tidak menurun sebanyak yang diharapkan.

4.4.2. Analisa *Coefficient of Moment*

Gambar 4.13 menunjukkan momen torsi dinamis turbin sebagai fungsi TSR pada variasi penempatan silinder pengganggu aliran. Turbin dengan instalasi *bluff body* pada jarak $S/D = 1.6$ menghasilkan momen torsi dinamis yang lebih besar dibandingkan pada sistem lain yang diamati. Sebaliknya turbin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 2.0$ dan 2.2 justru menghasilkan torsi yang jauh lebih kecil. Ini menunjukkan pengaruh jarak penempatan pengontrol pasif aliran terhadap momen yang dihasilkan turbin. Pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ efektif meningkatkan momen turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ justru menurunkan kinerja turbin.



Gambar 4.13. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.32 \times 10^5$

$C_m = 0.1641$ diperoleh turbin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.4$ dan TSR $\lambda = 0$. Berdasarkan eksperimen, turbin dengan instalasi pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.4$ menghasilkan torsi paling besar pada TSR $0 < \lambda < 0.5$. Sedangkan pada TSR $0.5 < \lambda < 0.686$, turbin dengan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$ menghasilkan momen dinamis paling tinggi di antara turbin dengan semua jarak pengontrol pasif dan tanpa pengontrol pasif aliran.

Peningkatan terjadi diduga akibat pengaruh pemasangan instalasi silinder pengontrol pasif aliran yang menyebabkan terbentuknya daerah tekanan rendah di depan *returning blade* sebagai *wake* daripada pengontrol pasif aliran itu sendiri. Selain itu *wake returning blade* sendiri mengalami kenaikan tekanan. Kedua faktor tersebut menyebabkan menurunnya *pressure drag* yang dialami oleh *returning blade* sehingga secara sendirinya momen torsi turbin meningkat.

Namun konsekuensi pemasangan silinder pengontrol pasif aliran ini ada pada *advancing blade*. Tekanan pada sisi cekung *advancing blade* menurun walaupun tidak signifikan. Hal ini mengakibatkan *drag force* yang dihasilkan oleh *advancing blade* berkurang dibandingkan turbin tanpa instalasi pengontrol pasif aliran.

Pada sisi lain, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.8$ dan $S/D = 2.2$ menyebabkan pengurangan momen yang dihasilkan turbin terutama pada TSR kecil. Khususnya turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$. di mana penurunan momen turbin terjadi sebesar 44.52% di TSR $\lambda = 0$. Secara keseluruhan, turbin dengan pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 2.2$ mengalami penurunan momen torsi yang signifikan pada TSR berapapun.

Penurunan ini terjadi diduga akibat berkurangnya tekanan udara pada daerah cekung *advancing blade* sebagai akibat dari berkurangnya laju aliran fluida ke daerah tersebut. Hal ini diakibatkan *free shear layer* yang telah mengalami separasi dari *bluff body* langsung mengalir menuju ke ujung luar *advancing blade*.

Berdasarkan pembahasan tersebut, pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ memberikan dampak positif terhadap momen torsi dinamis yang dihasilkan turbin. Karena gangguan tersebut aliran yang mengalami *reattachment* pada *returning blade* memiliki intensitas turbulensi yang lebih besar sehingga titik separasi menjadi tertunda. Akibatnya, *wake* mengalami pengecilan dan *pressure drag* berkurang.

Pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak yang lebih jauh tidak memberikan dampak yang positif pada momen dinamis turbin. Jauhnya jarak di antara *returning blade* dan silinder membuat kedua benda tersebut independent dan tidak mempengaruhi satu sama lain. Sebaliknya, penurunan justru terjadi pada

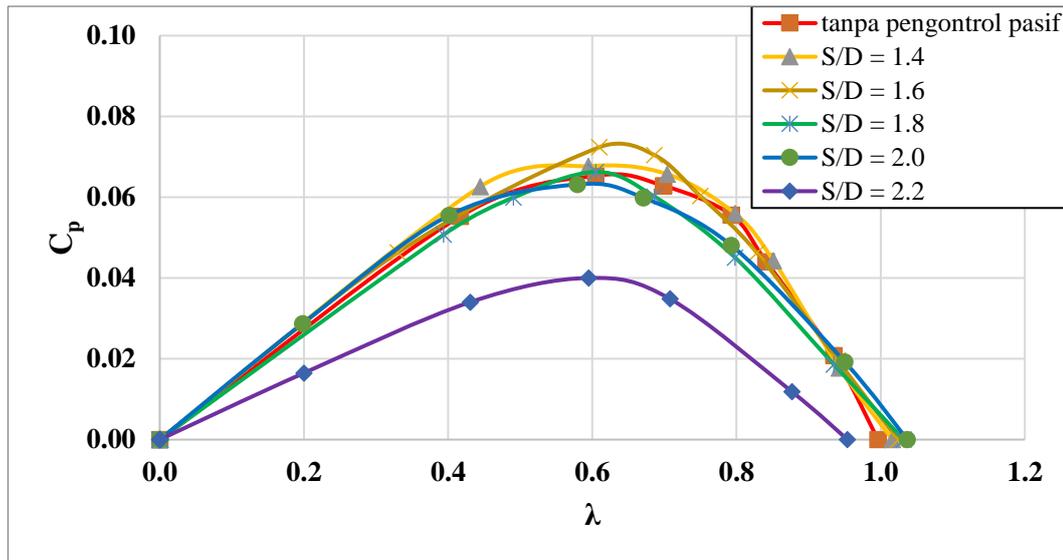
advancing blade yang mengalami penurunan dorongan sehingga pada akhirnya torsi juga turun.

Pada jarak silinder pengontrol pasif yang lebih dekat, transisi aliran tidak terjadi secara optimal sehingga intensitas turbulensi aliran yang *attach* dengan *returning blade* tidak sebesar yang diharapkan. *Wake* tidak mengalami penyempitan signifikan yang diharapkan. *Pressure drag* juga tidak turun secara signifikan.

4.4.3. Analisa *Coefficient of Power*

Gambar 4.14 menunjukkan evolusi perubahan C_p sebagai fungsi TSR pada berbagai jarak penempatan pengontrol pasif yang diperoleh berdasarkan eksperimen. Grafik C_p tersebut berbentuk parabola terbalik dengan puncak pada TSR $\lambda = 0.6$. Puncak grafik C_p untuk turbin dengan pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.4, 1.6, \text{ dan } 1.8$ lebih tinggi daripada puncak C_p turbin tanpa pengontrol pasif aliran.

Namun demikian, peningkatan C_p akibat pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.8$ hanya terjadi pada daerah puncak di TSR $\lambda = 0.6$. Pada TSR yang lebih tinggi ataupun lebih rendah dijumpai C_p yang lebih rendah dibandingkan tanpa pengontrol pasif aliran. Begitupun dengan turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.0$ dan 2.2 , C_p keduanya lebih rendah daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penempatan *bluff body* pada jarak $S/D \leq 1.8$ efektif meningkatkan *power* yang dihasilkan turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ terbukti tidak berhasil.



Gambar 4.14. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.32 \times 10^5$

C_p tertinggi turbin pada aliran $Re = 1.32 \times 10^5$ dihasilkan turbin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. $C_p = 0.0724$ tersebut diperoleh pada TSR $\lambda = 0.61$. Nilai tersebut 10.83% lebih besar daripada C_p maksimal yang dihasilkan oleh turbin tanpa pengontrol pasif aliran.

Peningkatan C_p yang lebih kecil juga terjadi akibat pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.4$ dan $S/D = 1.8$. Pada turbin tersebut, tercatat masing-masing peningkatan sebesar 3.67% dan 1.44%.

Perubahan nilai C_p yang dihasilkan tersebut berarti pemasangan instalasi silinder pengontrol pasif berpengaruh terhadap kinerja turbin. Pada turbin dengan $S/D = 1.6$ peningkatan C_p tersebut diduga terjadi akibat adanya daerah bertekanan rendah di depan *returning blade* terutama pada sudut yang dekat dengan 30° . Sudut 30° sendiri merupakan sudut di mana turbin menghasilkan torsi tertinggi di antara sudut lainnya. Daerah bertekanan rendah yang telah disebutkan tadi menyebabkan berkurangnya *drag* yang dialami oleh *returning blade*. Oleh karenanya, secara keseluruhan terjadi peningkatan C_p turbin walaupun tekanan udara pada sisi cekung *advancing blade* juga berkurang. Peningkatan lebih lanjut diakibatkan oleh naiknya tekanan pada daerah *wake* akibat tertundanya titik separasi yang mengakibatkan *pressure drag* berkurang lebih lanjut.

Sebaliknya pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ diduga menyebabkan terjadi pergesaeran *stagnation point returning blade* menuju lebih ke ujung. Hal ini menyebabkan *pressure drag* daripada *returning blade* justru bertambah. Gaya *drag* pada *advancing blade* juga mengalami penurunan akibat tekanan fluida yang berkurang dibanding tekanan udara pada *advancing blade* turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Oleh karena fenomena tersebut, C_p turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ lebih rendah daripada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penurunan kinerja turbin akibat pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak ini sebesar 40%.

Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ dari turbin menimbulkan dampak positif untuk turbin. *Bluff body* yang dipasang memicu percepatan aliran untuk bertransisi menjadi turbulen. Jarak $S/D = 1.6$ memberikan kesempatan bagi aliran untuk bertransisi sehingga pada saat *reattachment* dengan *returning blade*, aliran sudah memiliki intensitas turbulensi yang lebih tinggi. Akibatnya titik separasi tertunda dan *wake* mengalami penyempitan.

Pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D yang jauh tidak menimbulkan dampak negatif apapun terhadap aliran di sekitar *returning blade*. Pada sisi lain, pemasangan ini malah justru mengakibatkan terganggunya aliran pada *advancing blade* sehingga laju aliran massa berkurang dan akhirnya *power* yang dihasilkan turbin menurun.

Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak yang lebih dekat tidak memberikan kesempatan bagi aliran untuk bertransisi menjadi turbulen. Aliran tersebut akhirnya tidak mengalami penundaan separasi sebesar yang diharapkan. *Wake* daripada *returning blade* juga tidak mengalami penyempitan yang signifikan. Akibatnya, penurunan *pressure drag* tidak sebesar yang diharapkan dan *power* turbin meningkat hanya sedikit.

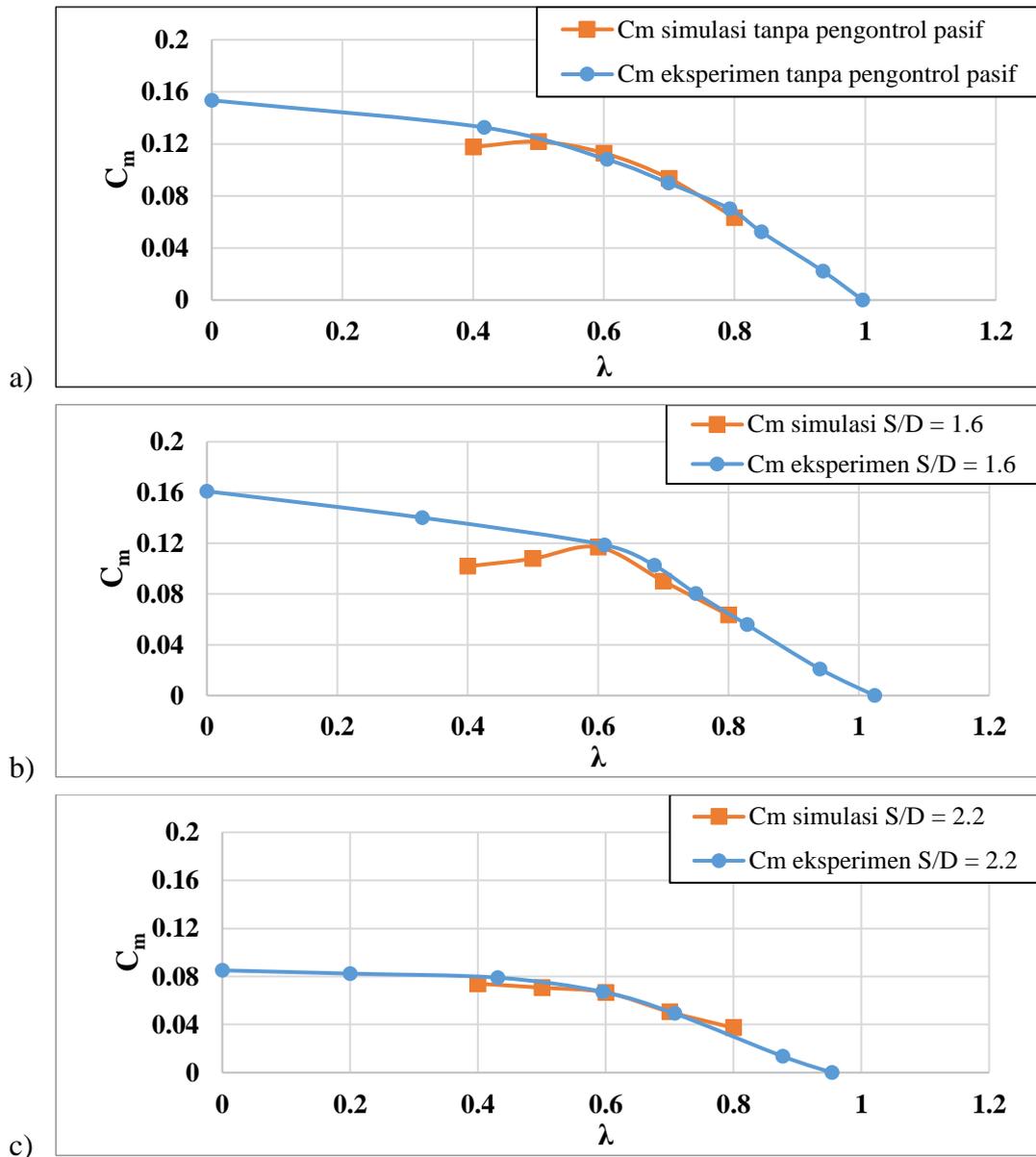
4.4.4. Analisa Simulasi Numerik Aliran

Simulasi numerik dilakukan untuk menganalisa fenomena aliran yang terjadi. Pengamatan dilakukan pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran dan pada turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ dan $S/D = 2.2$. Di mana instalasi silinder pengontrol pasif dengan jarak $S/D = 1.6$ mengakibatkan peningkatan kinerja turbin paling besar. Sebaliknya, pemasangan pengontrol pasif

aliran pada jarak $S/D = 2.2$ mengakibatkan penurunan kinerja turbin paling signifikan.

4.4.4.1. Perbandingan C_m dan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_p Hasil Eksperimen

Gambar 4.15 menunjukkan grafik perbedaan C_m yang diperoleh oleh turbin angin dalam aliran udara dengan $Re = 1.32 \times 10^5$ berdasarkan simulasi numerik dengan C_p berdasarkan eksperimen pada Re yang sama. Gambar 4.15 (a), (b), dan (c) masing-masing menunjukkan perbedaan hasil C_p turbin (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.

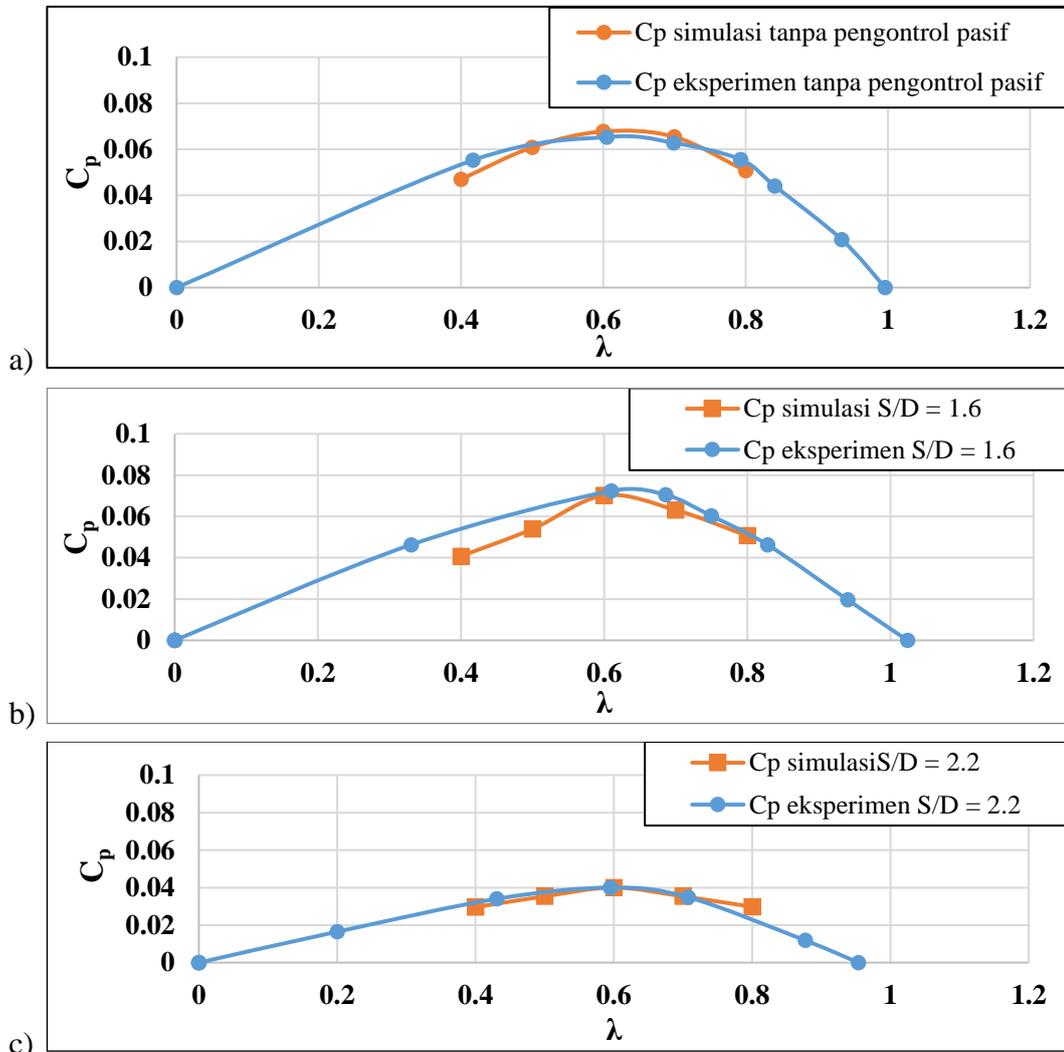


Gambar 4.15. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$: (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) S/D = 1.6. (c) S/D = 2.2.

Terdapat perbedaan C_m hasil simulasi dan C_m hasil eksperimen. Perbedaan yang cukup besar terjadi pada daerah turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.6 terutama pada TSR $\lambda < 0.6$. Perbedaan yang lebih kecil juga terjadi pada TSR $\lambda < 0.6$ turbin tanpa silinder pengontrol dan turbin dengan silinder pengontrol jarak silinder pengontrol S/D = 2.2.

Gambar 4.16 menunjukkan grafik perbedaan C_p yang diperoleh oleh turbin angin dalam aliran udara dengan $Re = 1.32 \times 10^5$ berdasarkan simulasi numerik

dengan C_p berdasarkan eksperimen pada Re yang sama. (a), (b), dan (c) masing-masing menunjukkan perbedaan hasil C_p turbin (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.



Gambar 4.16. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$: (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Berdasarkan grafik tersebut terdapat perbedaan nilai antara C_p hasil eksperimen dan C_p hasil simulasi numerik. Perbedaan yang terjadi tidak terlalu besar tetapi terjadi secara merata di seluruh daerah TSR yang diamati. Tabel 4.4 menunjukkan perbandingan antara nilai C_p yang dihasilkan oleh eksperimen dengan

C_p yang dihasilkan melalui simulasi numerik pada turbin dengan dan tanpa aliran pengontrol pasif.

Tabel 4.4. Perbandingan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_p Hasil Eksperimen pada Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$.

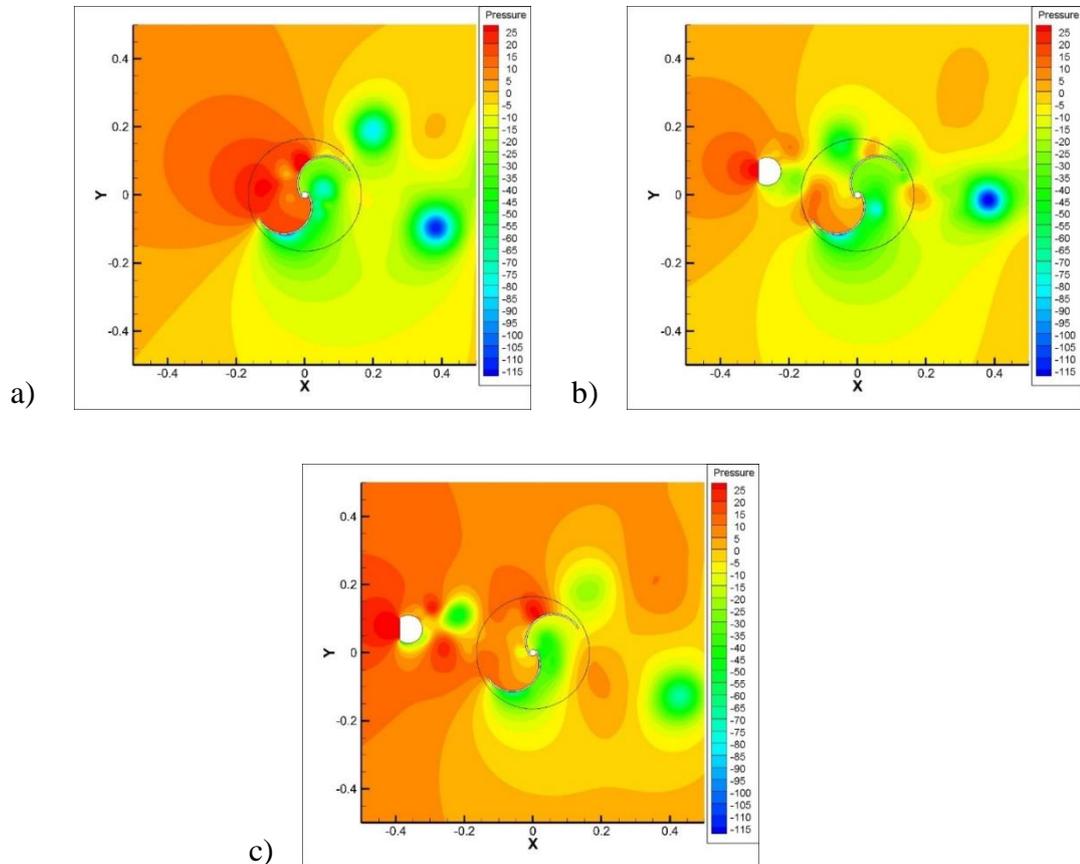
No	S/D	TSR	C_p Eksperimen	C_p Simulasi	Perbedaan
1	tanpa pengontrol pasif aliran	0.4	0.053	0.047	12.019
2		0.5	0.062	0.061	1.634
3		0.6	0.066	0.068	3.218
4		0.7	0.063	0.065	3.580
5		0.8	0.052	0.051	3.343
6	1.6	0.4	0.052	0.041	21.663
7		0.5	0.065	0.054	16.465
8		0.6	0.072	0.070	3.101
9		0.7	0.068	0.063	7.575
10		0.8	0.052	0.051	2.413
11	2.2	0.4	0.032	0.030	6.902
12		0.5	0.038	0.035	7.135
13		0.6	0.040	0.040	0.014
14		0.7	0.035	0.035	0.246
15		0.8	0.024	0.030	24.368

Perbedaan terbesar terjadi pada turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 2.2$ pada $TSR \lambda = 0.8$ yakni sebesar 24%. Terjadi juga perbedaan pada $S/D = 1.6$ titik $TSR \lambda = 0.4$ dan 0.5 masing-masing pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran dan dengan pengontrol pasif aliran sebesar 21% dan 16%. Pada turbin tanpa silinder juga dijumpai perbedaan 12% pada titik $TSR \lambda = 0.4$. Selain itu perbedaan yang terjadi relatif rendah dengan persentase di bawah 8%.

4.4.4.2. Analisa Fenomena Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar Turbin $\theta = 30^\circ$ dan $TSR \lambda = 0.6$ $Re = 1.32 \times 10^5$

Sudut 30° merupakan sudut di mana turbin menghasilkan momen paling besar dibandingkan dengan sudut lainnya. Hasil tersebut diperoleh berdasarkan pengukuran torsi statis maupun referensi. Gambar 4.17 menunjukkan perbandingan Kontur Tekanan di sekitar turbin pada sistem (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b)

dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.



Gambar 4.17. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Gambar 4.17 (a) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran dan sudut $\theta = 30^\circ$. Peningkatan tekanan terjadi pada seluruh bagian depan turbin, yaitu sisi cembung *returning blade* dan sisi cekung *advancing blade*. Peningkatan tekanan paling besar terjadi pada *stagnation point returning blade*. Selain itu peningkatan tekanan signifikan juga terjadi pada ujung sisi cekung *advancing blade*.

Selain daerah *wake*, daerah tekanan rendah juga terjadi pada *downstream* turbin sebagai akibat tingginya *shear rate* yang terjadi pada kedua *blade* turbin. Pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran ini dijumpai 2 daerah bertekanan rendah tersebut.

Torsi yang terjadi pada turbin diakibatkan oleh adanya perbedaan tekanan di *upper side* dan *lower side blade*. *Upper side returning blade* mengalami penurunan tekanan yang signifikan, sedangkan tekanan pada *lower side* cenderung konstan akibat pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$. Hal tersebut menghasilkan *pressure drag returning blade* yang lebih rendah daripada turbin tanpa silinder pengontrol pasif.

Gambar 4.17 (b) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ dan sudut turbin $\theta = 30^\circ$. *Wake bluff body* membentuk *negative* dan *positive vorticity*. Fenomena tersebut mempengaruhi aliran di daerah *returning blade*, sehingga terjadi daerah bertekanan rendah pada *returning blade*. Akibat daripada tekanan yang rendah tersebut, aliran tidak membentuk *stagnation point* di depan *returning blade*.

Selain itu, juga dijumpai daerah bertekanan rendah yang menempel pada permukaan cembung *returning blade*. Munculnya daerah bertekanan rendah tersebut diakibatkan oleh *shear rate* yang tinggi akibat perbedaan kecepatan antara fluida dan *blade* turbin. Kedua fenomena yang terjadi mengakibatkan menurunnya *pressure drag* yang dialami oleh *returning blade*.

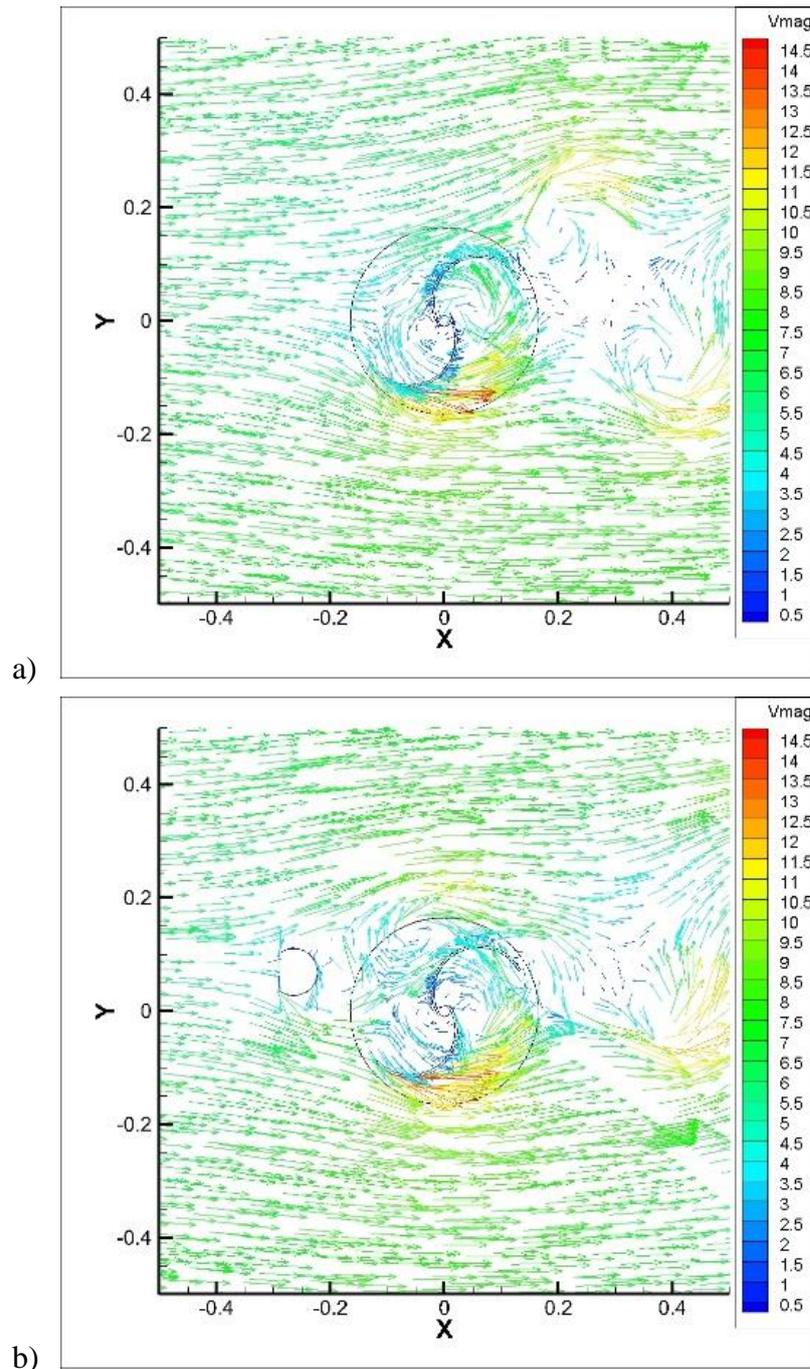
Pada sisi cembung *returning blade* juga dijumpai penundaan separasi *boundary layer* dibandingkan dengan turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penundaan titik separasi ini diakibatkan oleh peningkatan intensitas turbulensi yang timbul karena adanya gangguan pada aliran oleh silinder pengontrol pasif aliran. Fenomena ini mengakibatkan mengecilnya dan meningkatnya tekanan *wake returning blade* sehingga beda tekanan di depan dan belakang *returning blade* berkurang. Hasilnya, *pressure drag returning blade* berkurang dan *power* turbin mengalami peningkatan.

Pada *advancing blade*, *upper side*nya mengalami penurunan tekanan akibat pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$. Kejadian tersebut mengindikasikan terjadinya penurunan *drag force* sehingga dengan sendirinya torsi yang dihasilkan oleh *advancing blade* mengalami penurunan. Akumulasi penurunan *pressure drag* dan *drag force* tersebut yang mengakibatkan terjadinya peningkatan kinerja turbin.

Gambar 4.17 (c) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 2.2$ dan sudut turbin $\theta = 30^\circ$. Pada sudut ini dijumpai *wake* bertekanan rendah di belakang silinder pengontrol pasif aliran. Namun, tekanan kembali mengalami peningkatan sehingga tekanan pada permukaan cembung *returning blade* tetap tinggi dan terbentuk *stagnation point*. *Stagnation point* yang terbentuk tersebut justru lebih dekat dengan ujung *blade* daripada *stagnation point* pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Fenomena ini mengakibatkan peningkatan *pressure drag*.

Selain itu pemasangan silinder pengontrol pasif aliran juga mempengaruhi aliran di sekitar *advancing blade*. Tekanan di cekungan *advancing blade* mengalami penurunan dibandingkan dengan tekanan pada daerah yang sama pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Fenomena tersebut mengakibatkan berkurangnya dorongan *drag force* oleh fluida kepada *advancing blade* sehingga momen torsi pada *advancing blade* berkurang. Penurunan *drag force* pada *advancing blade* dan peningkatan *pressure drag* yang terjadi tersebut menghasilkan penurunan kinerja yang ditandai dengan penurunan C_p secara signifikan.

Gambar 4.18 menunjukkan vektor kecepatan pada aliran di sekitar turbin dengan dan tanpa silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ pada sudut putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. Gambar (a) menunjukkan vektor kecepatan pada aliran pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran, sedangkan gambar (b) menunjukkan vektor kecepatan pada aliran dengan turbin yang dipasang silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$.

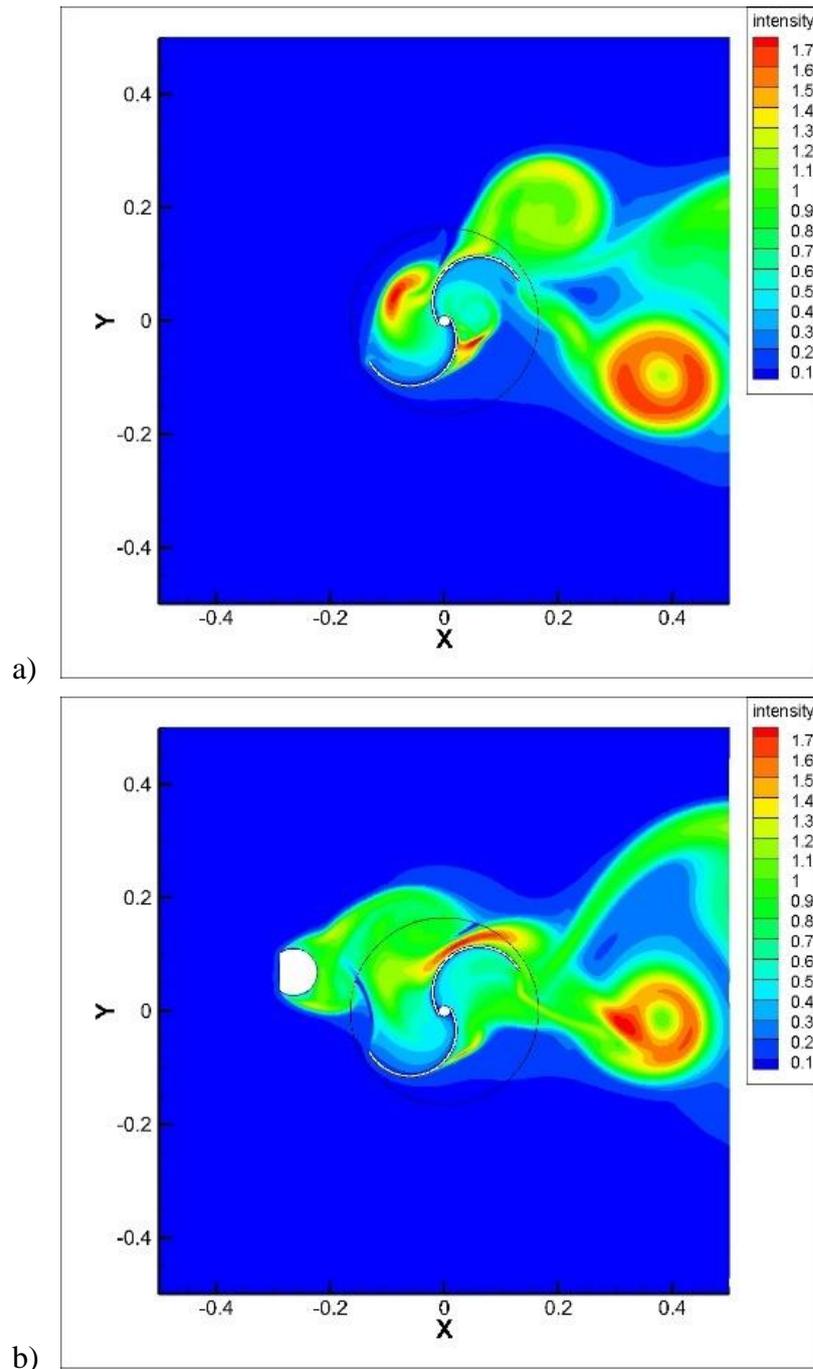


Gambar 4.18. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Aliran *boundary layer* mengalami separasi dari permukaan cembung *returning blade* seperti dapat dilihat pada gambar 4.18 (a). Separasi ini terjadi akibat adanya *adverse pressure gradient*. Sudut separasi yang lebih besar terjadi

pada *returning blade* turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ seperti pada gambar 4.18 (b). Aliran yang mengalami separasi dari silinder pengontrol pasif aliran mengalami sudut *reattachment* yang besar dan membawa momentum yang tinggi. Kedua hal tersebut mengakibatkan *boundary layer* membawa lebih banyak momentum dan memiliki intensitas turbulensi yang tinggi hingga mengakibatkan penundaan pada titik separasi aliran. Akibatnya terjadi *wake* yang lebih kecil daripada apabila turbin tidak dipasang silinder pengontrol pasif aliran.

Gambar 4.19 menunjukkan kontur intensitas turbulensi aliran di sekitar turbin. perbandingan intensitas turbulensi yang terjadi pada aliran di sekitar turbin pada sudut putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. Gambar 4.19 (a) menunjukkan intensitas turbulensi aliran tanpa silinder pengontrol pasif aliran, sedangkan gambar 4.19 (b) menunjukkan intensitas turbulensi aliran dengan silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ dari turbin.



Gambar 4.19. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.32 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Terjadi peningkatan intensitas turbulensi pada permukaan cembung *returning blade* pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran seperti pada gambar 4.19 (a). Peningkatan yang lebih signifikan terjadi pada turbin dengan instalasi silinder

pengontrol pasif seperti gambar 4.19 (b). Terlihat intensitas turbulensi di permukaan cembung *returning blade* pada turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ mengalami peningkatan yang signifikan dibandingkan dengan intensitas turbulensi pada *returning blade* pada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Tingginya intensitas turbulensi yang terjadi tersebut membawa momentum yang besar dan berkaitan dengan mundurnya titik separasi *boundary layer* pada *returning blade*. Hasil tersebut konsisten dengan hipotesa di mana mundurnya titik separasi mengakibatkan pengecilan daerah *wake* sehingga mengurangi *pressure drag returning blade* dan meningkatkan kinerja turbin secara keseluruhan.

4.5. Kinerja Turbin dengan Pengontrol pasif Aliran pada $Re = 1.7 \times 10^5$

Tabel 4.5 menunjukkan putaran maksimal yang dicapai oleh turbin pada masing-masing jarak penempatan pengontrol pasif aliran. Putaran maksimal pada seluruh jarak penempatan *bluff body* dekat dengan $\lambda = 1$, hal ini menunjukkan kecepatan putaran turbin maksimal pada $Re = 1.7 \times 10^5$ sama dengan kecepatan aliran angin. Artinya, pemasangan instalasi pengontrol pasif aliran tidak mempengaruhi kecepatan yang diperoleh pada saat turbin tidak dibebani.

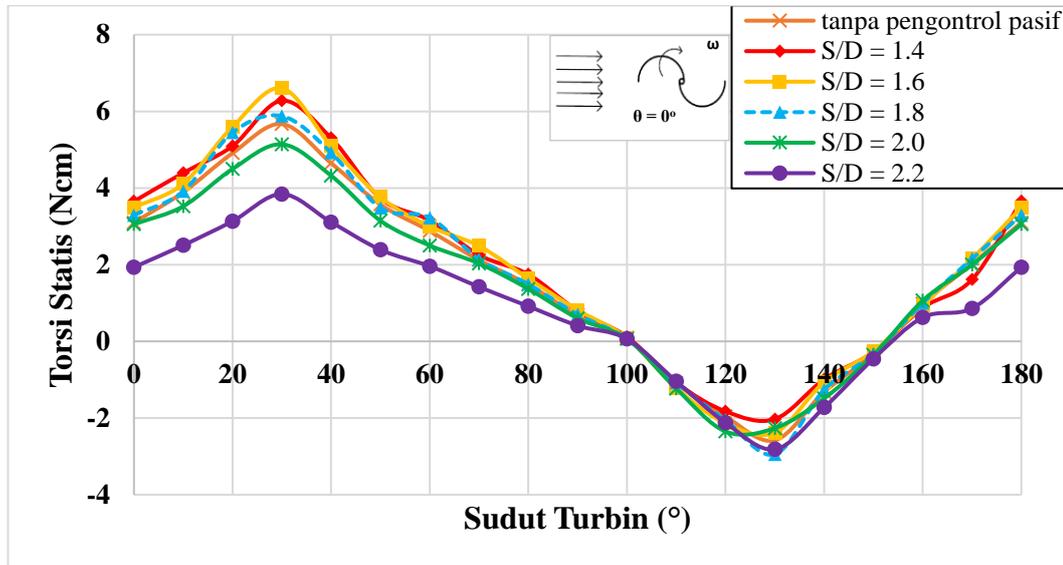
Tabel 4.5. Putaran Maksimum Turbin Angin pada $Re = 1.7 \times 10^5$

S/D	λ Max
Tanpa pengontrol pasif	1.01
1.4	1.02
1.6	1.01
1.8	1.02
2	1.01
2.2	0.99

4.5.1. Analisa Torsi Statis

Gambar 4.20 menunjukkan grafik evolusi perubahan torsi statis turbin sebagai fungsi sudut putar turbin. Seluruh turbin menghasilkan torsi statis paling tinggi pada sudut $\theta = 30^\circ$. Di sisi lain, turbin menghasilkan torsi negatif paling besar pada sudut $\theta = 130^\circ$. Torsi negatif ini mengakibatkan kecenderungan turbin untuk

berputar dengan arah sebaliknya. Sehingga tidak memiliki kemampuan untuk *self-starting*.



Gambar 4.20. Evolusi Torsi Statis Turbin Angin Sebagai Fungsi Sudut Putar Turbin pada $Re = 1.7 \times 10^5$.

Torsi tertinggi yang dihasilkan oleh turbin pada aliran $Re = 1.7 \times 10^5$ ini sebesar 6.6 Ncm. Torsi tersebut dihasilkan pada turbin dengan instalasi silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ pada sudut $\theta = 30^\circ$. Artinya, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran mengakibatkan peningkatan torsi statis sebesar 16.42%. Pada sudut yang sama, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.4$ dan $S/D = 1.8$ juga mengakibatkan peningkatan torsi masing-masing sebesar 10.73% dan 3.66%. Pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ berhasil meningkatkan torsi statis turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ tidak berhasil melakukannya.

Peningkatan torsi ini terjadi akibat pemasangan silinder pengontrol pasif yang menimbulkan *wake* dengan tekanan rendah pada daerah depan *returning blade*. Tekanan yang rendah berarti *pressure drag* yang lebih rendah juga sehingga torsi yang dihasilkan oleh turbin secara keseluruhan meningkat. Fenomena ini terutama terjadi pada sudut dekat dengan 30° karena pada sudut tersebut manipulasi aliran terjadi paling signifikan. Peningkatan lebih lanjut diakibatkan meningkatnya tekanan di daerah *wake returning blade* akibat penundaan separasi.

Sebaliknya torsi statis paling rendah dihasilkan oleh turbin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 2.2$. Pada sudut $\theta = 30^\circ$, turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ ini menghasilkan torsi 32.24% lebih kecil daripada turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran. Secara keseluruhan, terjadi penurunan torsi pada setiap sudut turbin.

Penurunan torsi statis tersebut diakibatkan silinder pengontrol pasif aliran yang mempengaruhi aliran pada permukaan *advancing blade*. *Wake* daripada *bluff body* menyebabkan munculnya *vortex* yang mengakibatkan aliran udara menuju sisi cekung *advancing blade* berkurang. Akhirnya, dorongan fluida pada *advancing blade* berkurang secara signifikan mengakibatkan berkurangnya torsi turbin secara keseluruhan.

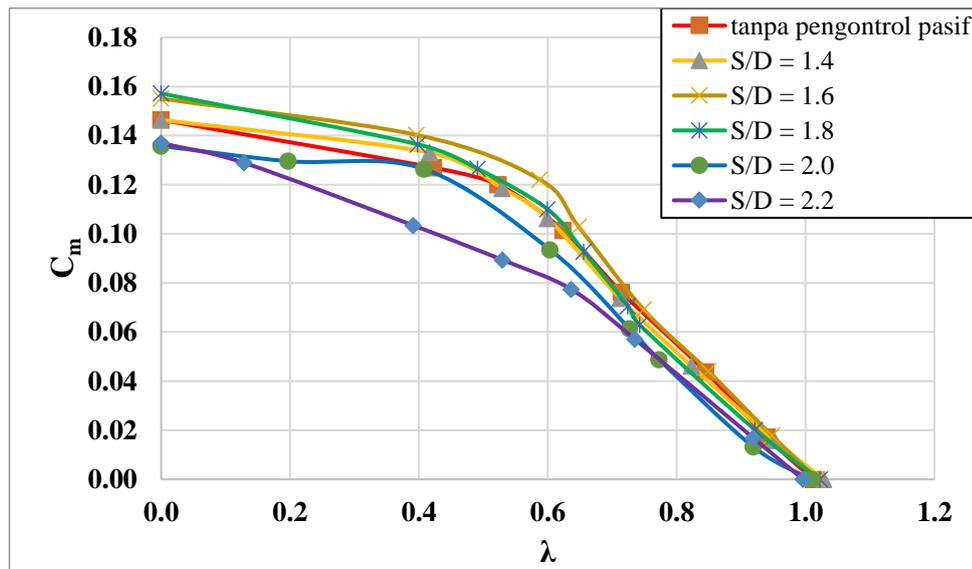
Berdasarkan pembahasan tersebut, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ efektif meningkatkan torsi statis turbin. *Bluff body* memicu aliran untuk bertransisi menjadi turbulen. Aliran yang mengalami *reattachment* pada *returning blade* mengalami peningkatan intensitas turbulensi hingga menyebabkan tertundanya separasi. Kemudian mengakibatkan penyempitan *wake* sehingga momen torsi statis meningkat karena berkurangnya *pressure drag* yang dialami *returning blade*.

Penempatan silinder pengontrol pasif pada jarak yang jauh mengakibatkan menurunnya momen torsi turbin. Penempatan silinder yang terlalu tidak mempengaruhi aliran di sekitar *returning blade* secara signifikan, tetapi justru mengacaukan aliran di sekitar *advancing blade*. Hasilnya, terjadi penurunan torsi yang dihasilkan turbin. Akhirnya kemampuan turbin untuk *self-starting* berkurang.

Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran yang dekat tidak signifikan dalam meningkatkan torsi statis turbin. Aliran yang mengalami separasi dari *bluff body* tidak memiliki waktu dan tempat yang cukup untuk bertransisi optimal. Akibatnya penundaan separasi tidak signifikan sehingga *wake* juga tidak mengecil sesuai yang diharapkan. Akhirnya *pressure drag* hanya mengecil sedikit saja dan torsi statis meningkat dalam skala yang kecil.

4.5.2. Analisa *Coefficient of Moment*

Gambar 4.21 menunjukkan evolusi perubahan momen torsi dinamis turbin angin sebagai fungsi TSR pada variasi jarak penempatan silinder pengontrol pasif aliran. Turbin dengan jarak pengontrol pasif aliran $S/D = 1.6$ paling tinggi pada $TSR 0 < \lambda < 0.6$. Sedangkan pada $TSR 4 < \lambda$, turbin dengan pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.8$ mulai menyusul hingga pada $TSR = 0$ menghasilkan torsi dinamis yang paling tinggi. Sebaliknya, turbin dengan pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 2.0$ dan $S/D = 2.2$ menghasilkan torsi dinamis paling rendah, sama seperti pada turbin dengan aliran $Re = 9.5 \times 10^4$ dan $Re = 1.32 \times 10^5$. Berdasarkan itu, instalasi pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ berhasil dalam meningkatkan momen torsi dinamis turbin. Sedangkan penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ justru menurunkan kinerja turbin.



Gambar 4.21. Evolusi C_m Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.7 \times 10^5$

Peningkatan torsi terbesar pada sekitar $TSR \lambda = 0.6$ diperoleh pada turbin dengan silinder pengontrol pasif yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.6$. Turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ menghasilkan $C_m = 0.1029$ pada $TSR \lambda = 0.648$, dibandingkan dengan turbin tanpa pengontrol pasif aliran yang menghasilkan $C_m = 0.1014$ pada $TSR \lambda = 0.624$. Kedua nilai tersebut tidak dapat dibandingkan secara langsung karena berada pada kecepatan putaran turbin yang

berbeda. Namun jika dibandingkan, terjadi peningkatan C_p sebesar 1.47% pada daerah tersebut

Peningkatan torsi dinamis tersebut diduga diakibatkan berkurangnya tekanan pada permukaan cembung *returning blade* sehingga *pressure drag returning blade* mengalami penurunan. Selain itu terjadi penyempitan daerah *wake returning blade* akibat tertundanya titik separasi. Kedua faktor tersebut yang akhirnya secara keseluruhan *drag* yang dialami oleh turbin juga turun. Fenomena yang sama terjadi juga pada turbin pada $Re = 9.5 \times 10^4$ dan $Re = 1.32 \times 10^5$.

Pada sisi sebaliknya, instalasi pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.0$ dan terutama $S/D = 2.2$ menyebabkan penurunan momen torsi dinamis. Namun penurunan yang terjadi pada turbin pada $Re = 1.7 \times 10^5$ ini tidak signifikan turbin pada $Re = 9.5 \times 10^4$ dan $Re = 1.32 \times 10^5$. Penurunan C_m yang signifikan pada turbin dengan instalasi pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.0$ hanya terjadi pada daerah $TSR 0.4 < \lambda$ saja.

Seperti halnya pada turbin pada $Re = 9.5 \times 10^4$ dan $Re = 1.32 \times 10^5$, penurunan kinerja ini diduga diakibatkan berkurangnya laju aliran massa yang mengalir menuju *advancing blade*. Hal ini dapat diamati juga dengan berkurangnya tekanan yang terjadi pada permukaan cekung *advancing blade*. Pada akhirnya dorongan yang diberikan pada *blade* berkurang dan momen torsi yang dihasilkan tidak sebesar turbin tanpa pengontrol pasif aliran.

Berdasarkan hal itu, pemasangan *bluff body* pada jarak $S/D = 1.6$ berhasil memanipulasi aliran di *returning blade* menjadi lebih turbulen sehingga tertundanya titik separasi. Penundaan tersebut mengakibatkan mengecilnya *wake* sehingga *pressure drag* berkurang. Akibatnya, momen dinamis turbin naik.

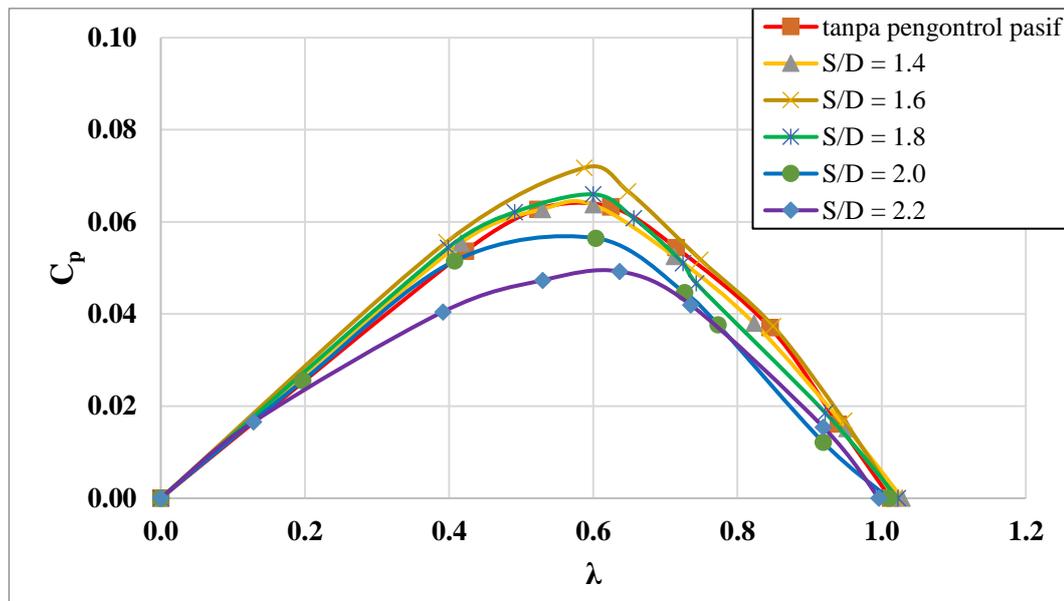
Sebaliknya pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak yang jauh tidak menimbulkan pengaruh apapun pada aliran di sekitar *returning blade*. Aliran yang justru terpengaruh adalah pada aliran *advancing blade*, menyebabkan menurunnya laju aliran massa yang mengalir menuju daerah tersebut. Akibatnya *pressure force* berkurang dan torsi turbin berkurang.

Instalasi silinder pengontrol pasif aliran pada jarak dekat tidak optimal memicu transisi aliran menjadi turbulen. Peningkatan intensitas turbulensi tidak

banyak dan penundaan separasi juga tidak signifikan. Akibatnya pengecilan *wake* tidak optimal dan penurunan *pressure drag* tidak besar.

4.5.3. Analisa *Coefficient of Power*

Gambar 4.22 menunjukkan evolusi perubahan C_p sebagai fungsi TSR pada variasi jarak penempatan silinder pengontrol pasif aliran. C_p yang dihasilkan oleh turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.6$ dan $S/D = 1.8$ tampak lebih tinggi daripada jarak pengontrol pasif lainnya terutama pada daerah puncak. Penempatan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \leq 1.8$ berhasil meningkatkan C_p turbin. Sebaliknya penempatan pada jarak $S/D > 1.8$ tidak efektif, bahkan menurunkan kinerja turbin.



Gambar 4.22. Evolusi C_p Sebagai Fungsi TSR pada Turbin Hasil Eksperimen pada Variasi Jarak Pengontrol pasif dan $Re = 1.7 \times 10^5$.

C_p tertinggi dihasilkan oleh turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak pemasangan $S/D = 1.6$. C_p puncak pada turbin tersebut berada pada TSR $\lambda = 0.588$. Nilai ini 13.44% lebih besar daripada C_p pada turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Artinya, penempatan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ dan $S/D = 1.8$ berhasil meningkatkan kinerja turbin.

Peningkatan *power* ini diduga terjadi akibat adanya silinder *wake* silinder pengontrol pasif yang mengakibatkan gangguan pada *boundary layer returning blade* yang akhirnya mempengaruhi *wake returning blade* itu sendiri. Tekanan pada *wake* menjadi lebih besar dan areanya mengalami penyempitan. Ditambah lagi dengan terbentuknya daerah dengan tekanan rendah di depan *returning blade* mengakibatkan *pressure drag* yang dialami oleh *returning blade* berkurang secara signifikan. Akibatnya *power* turbin mengalami peningkatan.

Sebaliknya terjadi penurunan *power* akibat pemasangan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 2.2$. C_p turbin menurun sebesar 22.13% akibat pemasangan turbin pada jarak $S/D = 2.2$. Hal tersebut terjadi sebagai akibat berkurangnya laju aliran massa yang mengalir menuju *returning blade* karena terbentuknya *vortex*. Hal yang sama terjadi pada turbin dengan aliran $Re = 9.5 \times 10^4$ dan $Re = 1.32 \times 10^5$.

Analisa tersebut menunjukkan instalasi silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ berhasil memanipulasi aliran yang *reattach* pada *returning blade* sehingga diduga memiliki intensitas turbulensi yang lebih tinggi. Meningkatnya turbulensi tersebut mengakibatkan penundaan aliran *boundary layer* pada *returning blade* sehingga *wake* di belakangnya mengalami penyempitan. Hasilnya *pressure drag* menurun dan *power* turbin mengalami peningkatan.

Penempatan silinder pengontrol pasif pada jarak yang jauh tidak menimbulkan pengaruh apapun terhadap *returning blade*. Pemasangan tersebut justru menyebabkan terganggunya aliran pada *advancing blade*. Hasilnya, *drag force* turbin mengalami penurunan dan *power* turbin secara keseluruhan berkurang.

Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran yang terlalu dekat tidak memberikan kesempatan bagi aliran untuk berkembang menjadi lebih turbulen. Penundaan separasi aliran *boundary layer* pada *returning blade* tidak signifikan sehingga penyempitan *wake* juga tidak sebesar yang diharapkan. Akhirnya pengurangan *pressure drag* juga tidak signifikan.

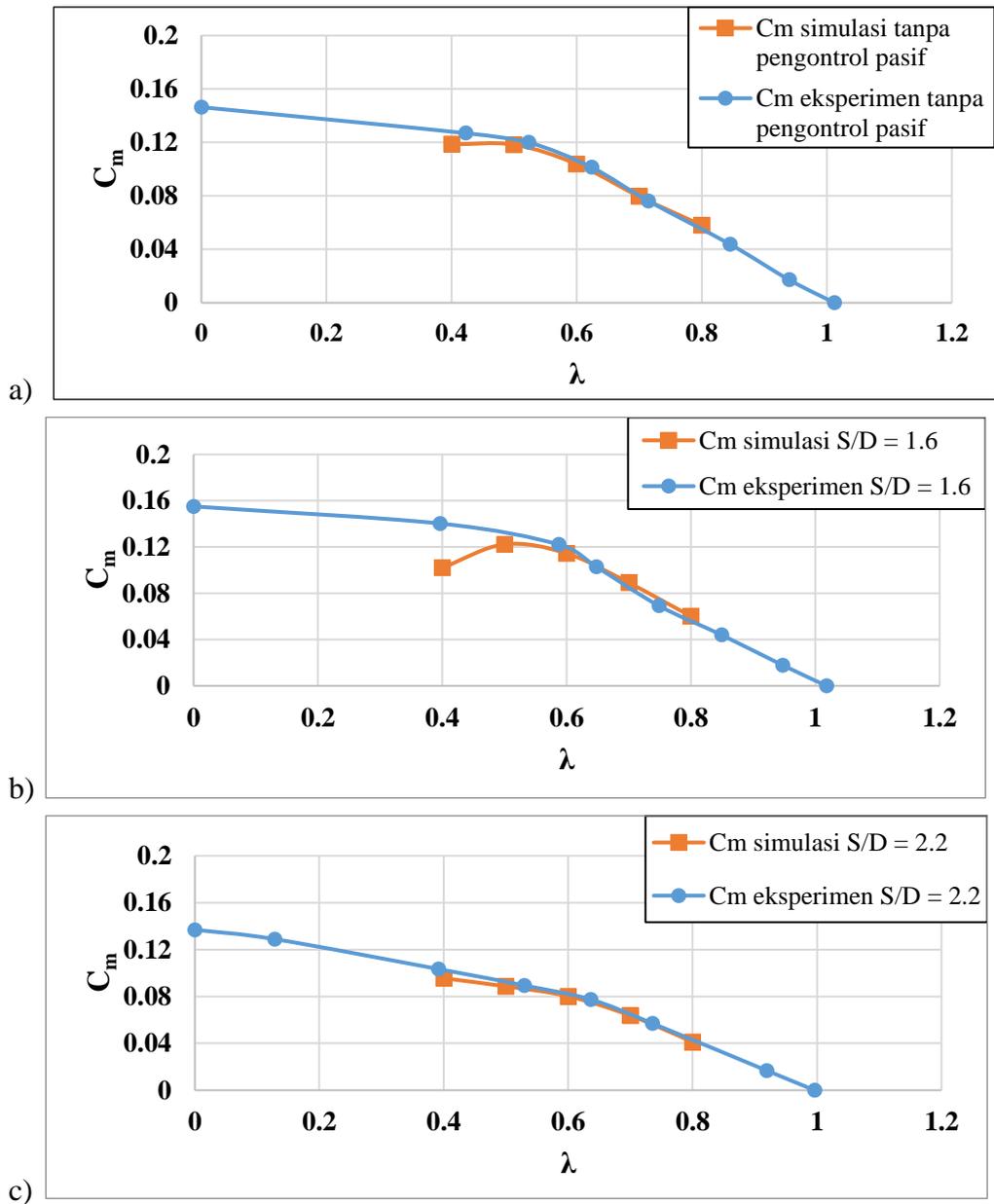
4.5.4. Analisa Simulasi Numerik Aliran

Simulasi numerik dilakukan untuk menganalisa fenomena yang terjadi pada aliran. Aliran di sekitar turbin dengan dan tanpa silinder pengontrol pasif

dilakukan untuk mengetahui latar belakang meningkat atau menurunnya sebuah turbin dalam aliran fluida.

4.5.4.1. Perbandingan C_m dan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_p Hasil Eksperimen

Gambar 4.23 menunjukkan grafik perbandingan C_m yang dihasilkan oleh turbin melalui simulasi dengan C_m yang dihasilkan melalui eksperimen pada aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) menunjukkan C_m yang dihasilkan turbin tanpa pengontrol pasif aliran, sedangkan (c) dan (d) masing-masing menunjukkan C_m yang dihasilkan oleh turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.6$ dan $S/D = 2.2$.

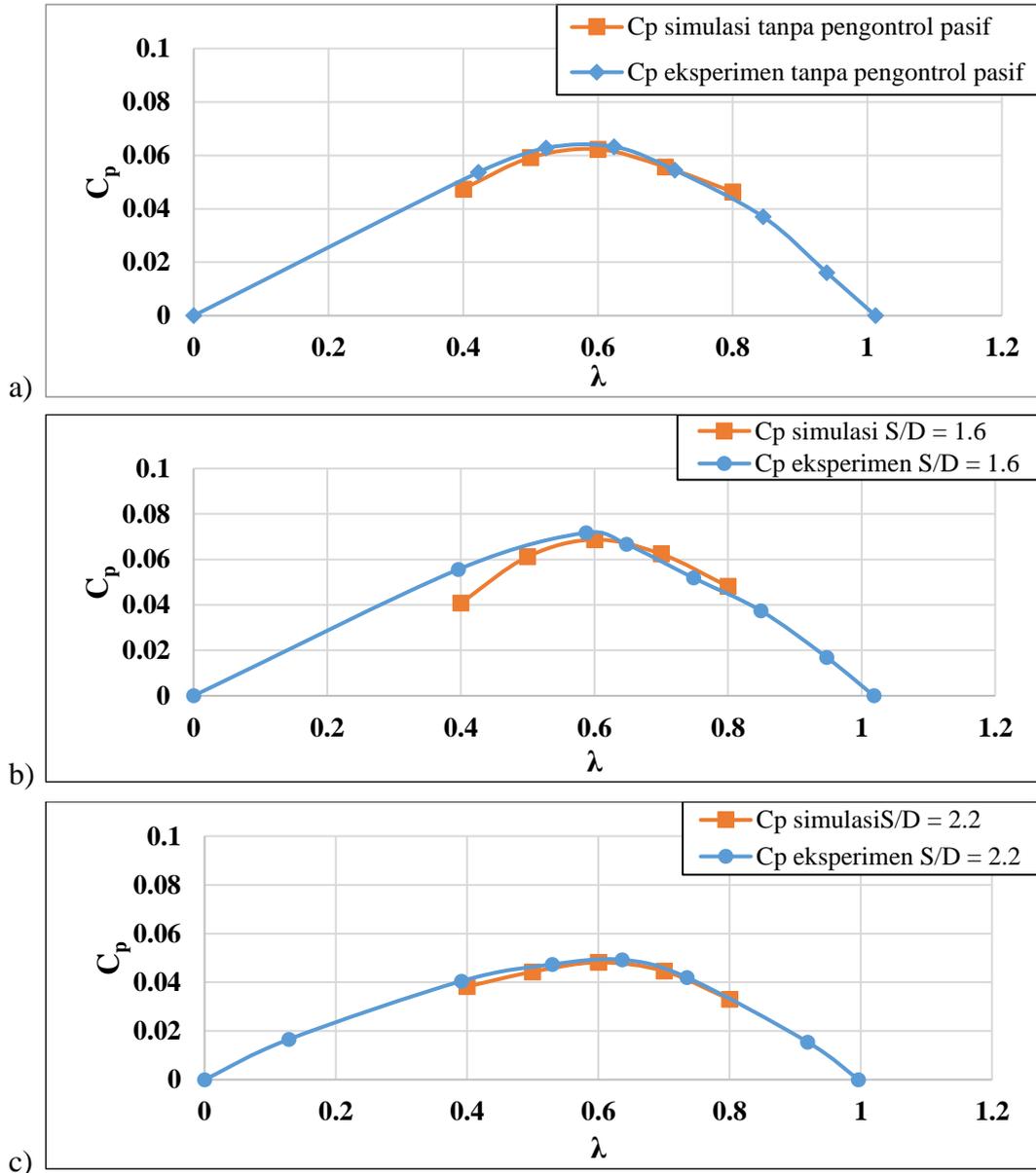


Gambar 4.23. Perbandingan C_m yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_m yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$:
 (a) Tanpa pengontrol pasif aliran, (b) $S/D = 1.6$, (c) $S/D = 2.2$.

Terdapat perbedaan hasil C_m hasil simulasi dengan C_m hasil eksperimen terutama pada turbin dengan silinder pengontrol pasif pada jarak $S/D = 1.6$. Perbedaan ini akan dibahas lebih lanjut.

Gambar 4.24 menunjukkan grafik perbandingan C_p yang dihasilkan oleh turbin melalui simulasi dengan C_p yang dihasilkan melalui eksperimen pada aliran

$Re = 1.7 \times 10^5$. (a) menunjukkan C_p yang dihasilkan turbin tanpa pengontrol pasif aliran, sedangkan (c) dan (d) masing-masing menunjukkan C_p yang dihasilkan oleh turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.6$ dan $S/D = 2.2$.



Gambar 4.24. Perbandingan C_p yang Diperoleh Melalui Simulasi dengan C_p yang Diperoleh Melalui Eksperimen pada Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$:
 (a) Tanpa pengontrol pasif aliran, (b) $S/D = 1.6$, (c) $S/D = 2.2$.

Berdasarkan grafik tersebut, perbedaan yang signifikan hanya terjadi pada turbin dengan pengontrol pasif aliran yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.6$. Pada $TSR \lambda = 0.4$ C_p hasil simulasi lebih rendah daripada C_p yang diperoleh melalui eksperimen.

Tabel 4.6. Perbandingan C_p Hasil Simulasi Numerik dengan C_p Hasil Eksperimen pada Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$

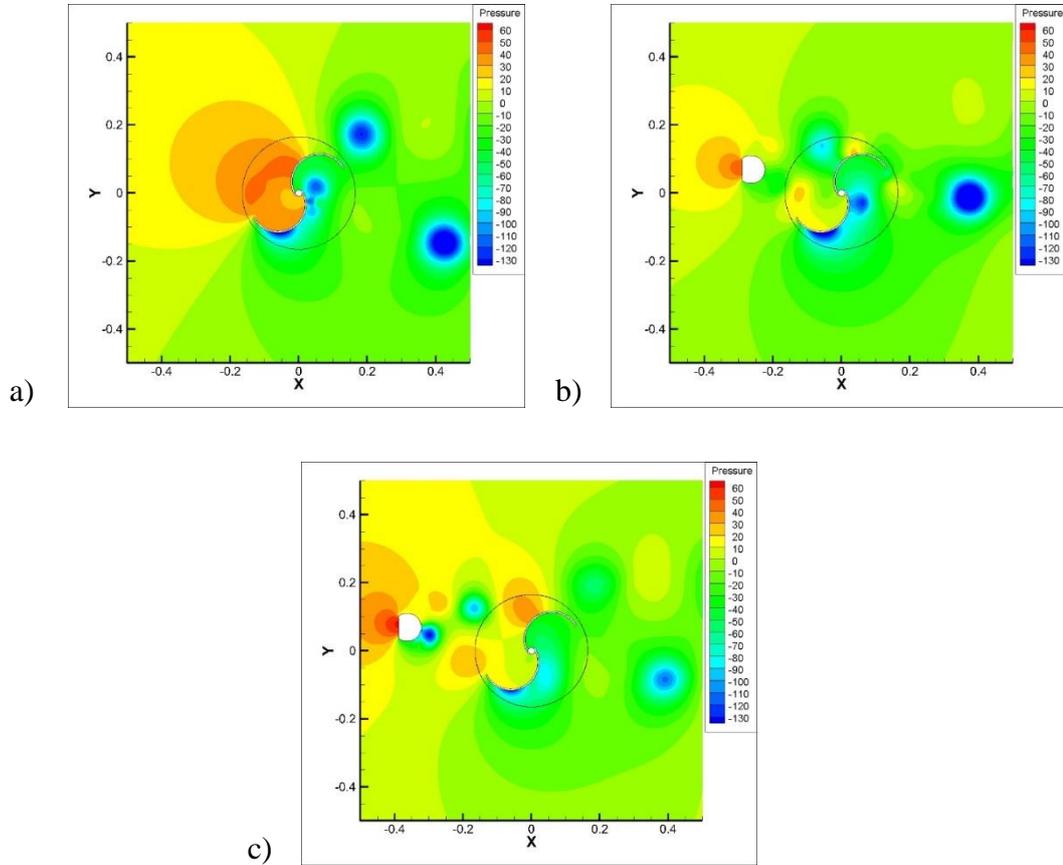
No	S/D	TSR	C_p Eksperimen	C_p Simulasi	Error
1	tanpa pengontrol pasif aliran	0.4	0.050	0.047	5.952
2		0.5	0.061	0.059	3.778
3		0.6	0.063	0.062	1.858
4		0.7	0.057	0.056	2.349
5		0.8	0.044	0.046	6.183
6	1.6	0.4	0.056	0.041	27.775
7		0.5	0.071	0.061	14.009
8		0.6	0.071	0.069	3.044
9		0.7	0.060	0.062	3.679
10		0.8	0.045	0.048	7.951
11	2.2	0.4	0.041	0.038	6.513
12		0.5	0.047	0.044	5.476
13		0.6	0.049	0.048	1.542
14		0.7	0.045	0.045	1.499
15		0.8	0.035	0.033	5.899

Seperti yang telah dibahas sebelumnya, perbedaan terbesar terjadi pada turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, $TSR \lambda = 0.4$ dengan *error* sebesar 27%. Selain itu tidak terjadi perbedaan yang signifikan. Berdasarkan hal tersebut hasil simulasi dan eksperimen mendekati satu sama lain.

4.5.4.2. Analisa Fenomena Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar Turbin $\theta = 30^\circ$ dan $TSR \lambda = 0.6$ $Re = 1.7 \times 10^5$

Momen dinamis maupun torsi statis yang dihasilkan oleh turbin mencapai puncak pada sudut turbin $\theta = 30^\circ$. Hasil tersebut diperoleh melalui eksperimen maupun simulasi numerik yang telah dilakukan. Gambar 4.25 menunjukkan kontur tekanan di sekitar turbin pada sistem (a) tanpa pengontrol pasif aliran, (b) dengan silinder

pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, dan (c) dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$.



Gambar 4.25. Kontur Tekanan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$. (c) $S/D = 2.2$.

Gambar 4.25 (a) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada sudut turbin $\theta = 30^\circ$ tanpa instalasi pengontrol pasif aliran di depan *returning blade*. Peningkatan tekanan terjadi di permukaan depan turbin, termasuk di cekungan *advancing blade* dan sisi cembung *returning blade*. Peningkatan tekanan paling besar terjadi pada daerah titik stagnasi di sisi cekung *returning blade*. Tekanan tinggi inilah yang menyebabkan terjadinya *pressure drag* pada *returning blade* turbin.

Sebaliknya pada sisi belakang turbin terjadi penurunan tekanan secara menyeluruh. Pada bagian *wake* diagonal atas daripada *returning blade* juga dapat terlihat daerah tekanan rendah yang muncul akibat perbedaan antara kecepatan

aliran udara dan kecepatan sudut turbin. Perbedaan tersebut mengakibatkan tingginya *shear rate* yang memunculkan daerah tekanan rendah. Pada kasus ini, daerah tekanan rendah tersebut telah mengalami separasi dari *returning blade* dan bergerak menuju *downstream*.

Pada sisi cekung *advancing blade* terjadi peningkatan tekanan udara yang mendorong *blade* itu sendiri. Terlihat pada gambar bahwa peningkatan tekanan yang terjadi pada *advancing blade* tidak sebesar peningkatan yang terjadi pada *stagnation point* di *returning blade*.

Gambar 4.25 (b) menunjukkan kontur tekanan aliran disekitar turbin pada saat sudut turbin $\theta = 30^\circ$ dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Pemasangan *bluff body* menyebabkan penurunan tekanan di daerah depan *returning blade*. Daerah bertekanan rendah tersebut juga mempengaruhi aliran pada permukaan *returning blade*. Pada daerah *returning blade* tetap terjadi *stagnation point*, tetapi tekanannya jauh berkurang dan luasnya lebih kecil dibandingkan dengan *stagnation point* pada turbin tanpa instalasi silinder pengontrol pasif aliran.

Akibat pemasangan turbin, titik separasi *boundary layer* juga mengalami penundaan yang cukup signifikan. Akibatnya, daerah *wake returning blade* mengalami penyempitan dan tekanannya juga menurun apabila dibandingkan dengan turbin tanpa pengontrol pasif aliran. Penundaan separasi yang terjadi berkaitan erat dengan peningkatan intensitas turbulensi yang terjadi akibat pemasangan silinder pengontrol pasif aliran tersebut. Faktor-faktor tersebut yang kemudian memperkecil perbedaan tekanan antara di depan dan belakang *returning blade* sehingga *pressure drag* juga mengalami penurunan yang drastis.

Namun demikian, juga terjadi penurunan tekanan pada *upper side advancing blade* akibat pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$, sedangkan tekanan pada *lower sidenya* cenderung konstan. Fenomena tersebut mengindikasikan penurunan torsi yang dihasilkan oleh *returning blade*. Namun demikian, kinerja turbin tetap mengalami peningkatan diakibatkan penurunan *pressure drag* yang terjadi pada *returning blade* lebih signifikan.

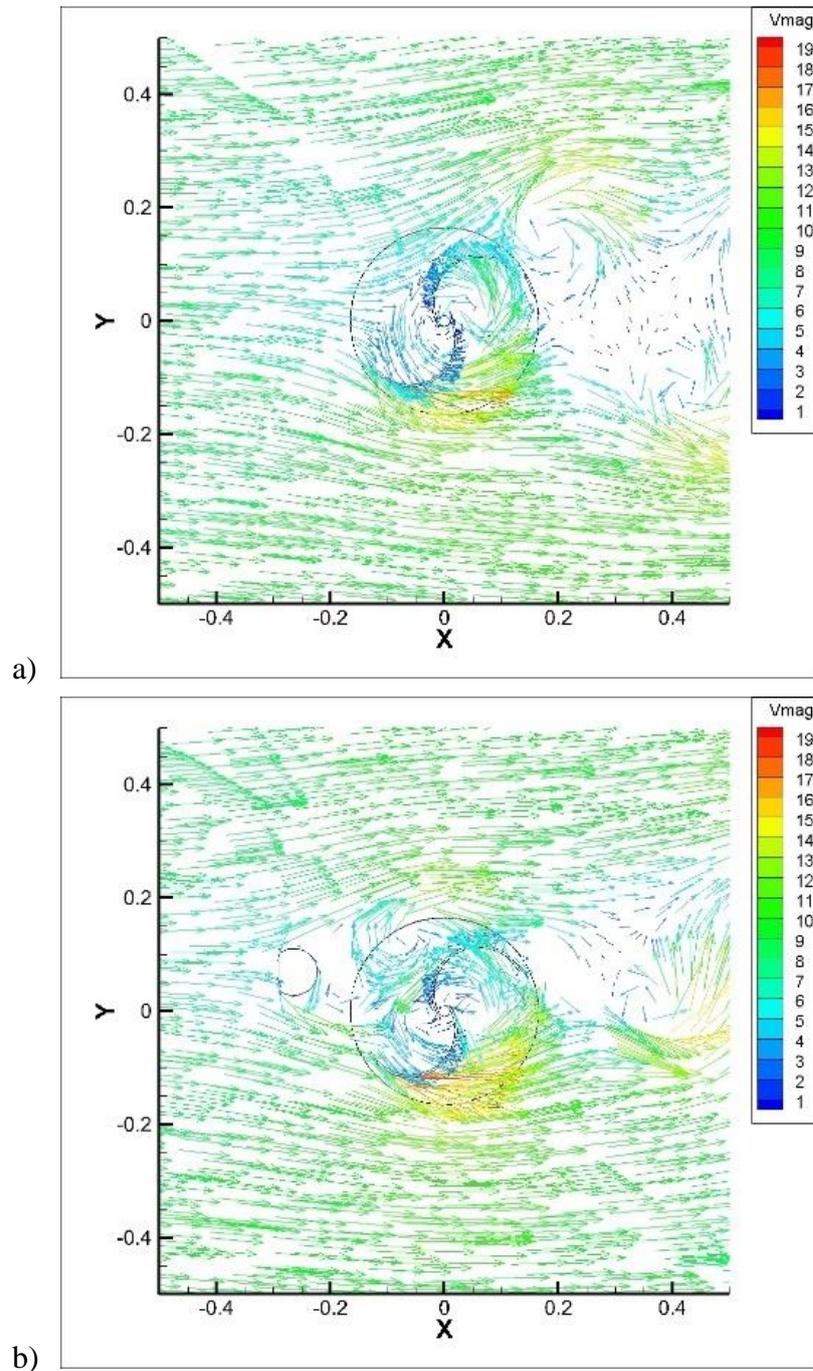
Gambar 4.25 (c) menunjukkan kontur tekanan aliran di sekitar turbin pada saat sudut turbin $\theta = 30^\circ$ dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak

$S/D = 2.2$. Pada *wake* silinder pengontrol pasif terbentuk *positive* dan *negative vorticity* yang mengakibatkan munculnya daerah yang berbeda tekanan secara bergantian. Pada sudut ini, tekanan permukaan *returning blade* lebih tinggi daripada tekanan atmosfer sehingga muncul *stagnation point* yang cukup besar dan tekanannya tinggi.

Selain itu, tekanan pada *advancing blade* juga mengalami penurunan dibandingkan dengan aliran pada turbin tanpa *bluff body*. Akibatnya, sama seperti pada turbin dengan silinder pengontrol pasif yang ditempatkan pada jarak $S/D = 1.2$, *advancing blade* turbin dengan pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 2.2$ ini juga berkurang dorongannya. Fenomena-fenomena inilah yang menyebabkan kinerja turbin angin dengan pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 2.2$ menjadi rendah.

Gambar 4.26 menunjukkan perbandingan vektor kecepatan pada aliran di sekitar turbin tanpa dan dengan silinder pengontrol pasif aliran jarak $S/D = 1.6$ pada sudut putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 9.5 \times 10^4$. Gambar (a) menunjukkan aliran tanpa silinder pengontrol pasif, sedangkan (b) menunjukkan aliran dengan silinder pengontrol pasif yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$. Perbandingan vektor kecepatan dilakukan untuk mengetahui perubahan titik separasi pada *returning blade* yang diduga mempengaruhi kinerja turbin.

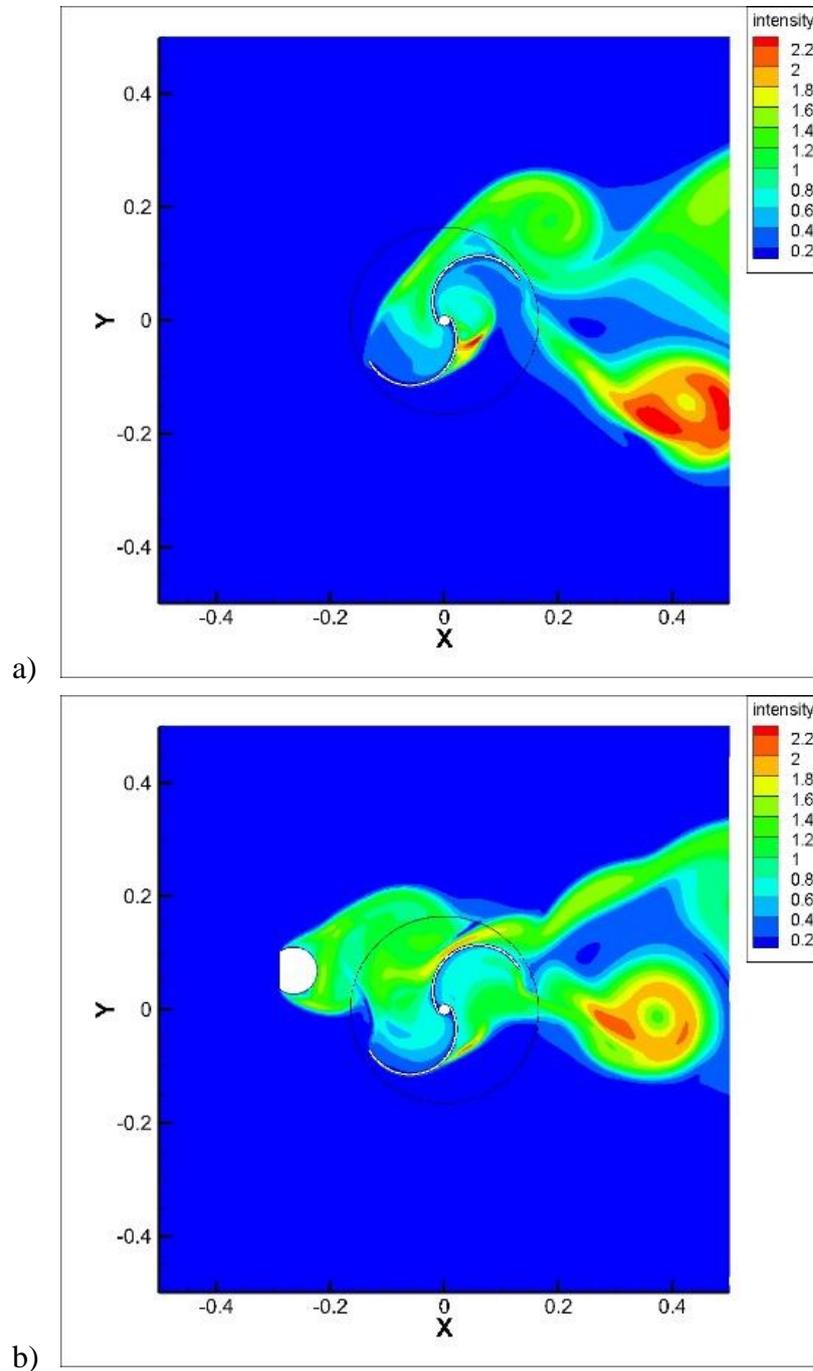
Terjadi separasi aliran dari permukaan cembung *returning blade* seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.26 (b). Sudut separasi yang lebih besar dijumpai pada aliran *boundary layer returning blade* turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D = 1.6$ pada gambar 4.26 (b). Silinder pengontrol pasif menyebabkan gangguan pada aliran sehingga menimbulkan intensitas turbulensi yang lebih tinggi. Hal inilah menyebabkan pengecilan daerah *wake returning blade*. Fenomena tersebut mendukung hipotesa awal, pemasangan silinder pengontrol pasif aliran menyebabkan pengecilan *wake* yang mengurangi *pressure drag returning blade* dan akhirnya meningkatkan kinerja turbin.



Gambar 4.26. Vektor Kecepatan Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Kontur intensitas turbulensi dapat dilihat pada Gambar 4.27. Gambar 4.27 (a) menunjukkan intensitas turbulensi aliran tanpa silinder pengontrol pasif aliran,

sedangkan gambar 4.27 (b) menunjukkan intensitas turbulensi aliran dengan silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ dari turbin.



Gambar 4.27. Kontur Intensitas Turbulensi Aliran Sekitar Turbin pada Sudut Putar $\theta = 30^\circ$, TSR $\lambda = 0.6$, dan Aliran $Re = 1.7 \times 10^5$. (a) Tanpa pengontrol pasif aliran. (b) $S/D = 1.6$.

Terjadi peningkatan intensitas turbulensi pada permukaan cembung *returning blade* turbin tanpa silinder pengontrol pasif aliran seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.27 (a). Terlebih lagi, peningkatan yang lebih signifikan terjadi pada permukaan *returning blade* pada turbin dengan silinder pengontrol pasif aliran yang dipasang pada jarak $S/D = 1.6$ seperti yang dapat dilihat pada gambar 4.27 (b). Fenomena meningkatnya turbulensi tersebut dapat dikaitkan terhadap tertundanya titik separasi aliran *boundary layer returning blade* seperti yang telah dibahas sebelumnya. Peningkatan intensitas turbulensi menyebabkan tertundanya titik separasi sehingga *wake* turbin mengecil. Kemudian hal tersebut mengakibatkan berkurangnya *pressure drag* sehingga akhirnya kinerja turbin secara keseluruhan mengalami peningkatan.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Pemasangan *bluff body* pengontrol pasif aliran tipe D-53° efektif mempengaruhi aliran di sekitar turbin sehingga menyebabkan perubahan nilai torsi statis, *coefficient of moment* dan *coefficient of power* turbin. Silinder pengontrol pasif yang dipasang pada $1.8 \leq S/D$ cenderung meningkatkan kinerja turbin, baik *power*, torsi statis, dan torsi dinamis. Sebaliknya pemasangan *bluff body* tersebut pada jarak $1.8 \geq S/D$ tidak meningkatkan kinerja turbin, justru pada sebagian besar kasus menurunkan kinerja turbin.

Aliran yang mengalami *attachment* dengan silinder pengontrol pasif berkembang menjadi cenderung turbulen akibat adanya gangguan mengakibatkan munculnya vektor kecepatan yang tidak searah dengan aliran *freestream velocity*. Aliran *boundary layer* yang telah cenderung turbulen tersebut mengalami separasi dan menjadi *free shear layer* hingga akhirnya mengalami *reattachment* pada permukaan turbin, baik pada sisi *returning blade* ataupun *advancing blade*. Pada sudut putar turbin sekitar $\theta = 30^\circ$ di mana turbin menghasilkan torsi tertinggi, peningkatan intensitas turbulensi yang terjadi akibat proses sebelumnya tersebut menyebabkan penundaan sudut *reattachment* pada *returning blade* dan pada gilirannya, sudut separasi *boundary layer* juga mengalami penundaan sehingga daerah *wake* turbin mengecil. Hal ini mengakibatkan penurunan *pressure drag* sehingga meningkatkan kinerja turbin.

Peningkatan terbesar torsi statis terjadi akibat pemasangan silinder pengontrol pasif jarak $S/D = 1.6$ pada turbin dengan aliran $Re = 9.5 \times 10^4$ yaitu sebesar 23% pada sudut 20° . Pada sudut $0 \leq \theta \leq 90^\circ$, dengan turbin dan jarak pengontrol pasif yang sama juga dijumpai peningkatan yang signifikan. Peningkatan akibat pemasangan silinder pengontrol pasif yang berjarak $S/D \leq 1.8$ juga terjadi pada turbin dengan aliran $Re = 1.32 \times 10^5$, dan $Re = 1.7 \times 10^5$ walaupun tidak signifikan pada $Re = 9.5 \times 10^4$. Semakin besar Re aliran peningkatan torsi statis semakin akibat pemasangan silinder pengontrol pasif semakin tidak

signifikan. Pemasangan silinder pengontrol pasif aliran pada jarak $S/D \geq 1.8$ meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin terutama pada sudut $0 \leq \theta \leq 90^\circ$.

Kenaikan C_p paling signifikan terjadi pada turbin dengan instalasi *bluff body* pada jarak $S/D = 1.6$ di semua *Re number* aliran yang diamati. Peningkatan C_p sebesar 30% terjadi pada aliran dengan $Re = 9.5 \times 10^4$ dan sekitar TSR $\lambda = 0.6$ akibat pemasangan instalasi *bluff body* pada jarak $S/D = 1.6$. Pemasangan *bluff body* pada jarak $S/D = 1.4$ dan 1.8 juga efektif meningkatkan C_p dan C_m turbin walaupun tidak signifikan.

Perbandingan kinerja turbin hasil eksperimen dan hasil simulasi menunjukkan kesepakatan yang baik dalam penelitian ini. Sehingga fenomena aliran yang terjadi dalam simulasi dapat diamati untuk mengetahui latar belakang terjadinya peningkatan atau penurunan kinerja turbin.

Berdasarkan simulasi numerik, peningkatan intensitas turbulensi pada daerah *returning blade* menyebabkan penundaan titik separasi yang mengakibatkan daerah *wake* mengalami kenaikan tekanan dan pengecilan area. Hal ini mengakibatkan naiknya tekanan di belakang *returning blade* sehingga menghasilkan penurunan *pressure drag* yang terjadi pada *returning blade*.

Selain itu penurunan tekanan di daerah antara *bluff body* dan *returning blade*. Penurunan tekanan tersebut mengakibatkan perbedaan tekanan antara sisi cekung dan cembung *returning blade* berkurang sehingga *pressure drag returning blade* turut berkurang. Kedua fenomena yang telah disebutkan terjadi terutama pada sekitar sudut putar turbin 30° , di momen yang dihasilkan turbin berada di puncaknya.

Sebaliknya, dalam semua model eksperimen, pemasangan *bluff body* pada jarak $S/D = 2.0$ dan 2.2 justru mengakibatkan penurunan *power* dan momen dinamis maupun statis pada semua *Re number* aliran yang diamati. Penurunan paling besar terjadi akibat pemasangan *bluff body* pada jarak $S/D = 2.2$. Pada $Re = 9.5 \times 10^4$, pemasangan tersebut mengakibatkan penurunan sebesar 47%. Berdasarkan simulasi numerik didapati bahwa pemasangan pengontrol pasif aliran pada jarak yang terlalu jauh mempengaruhi aliran di sekitar *advancing blade* sehingga akhirnya mengakibatkan penurunan momen yang dihasilkan oleh *advancing blade*.

5.2. Saran

Pada penelitian selanjutnya terdapat saran sebagai berikut:

1. Melakukan penelitian dengan alat ukur yang lebih akurat menggunakan *dynamic torquemeter* sehingga tingkat ketelitian dan akurasi meningkat.
2. Melakukan penelitian terstandar sehingga terbentuk prosedur yang tetap untuk mengurangi faktor kesalahan akibat manusia.

5.3. Inovasi Yang Dapat Dilakukan

1. Melakukan penelitian *bluff body* yang mengitari turbin sehingga rekayasa aliran dapat terjadi pada sudut putaran turbin yang lebih banyak.
2. Melakukan penelitian dengan fluida air pada *Re* yang lebih besar untuk mengakomodasi kebutuhan energi yang besar dalam kehidupan sehari-hari.
3. Menggabungkan optimasi turbin *multiple stage* dan pengontrol pasif aliran dalam upaya untuk mendapatkan momen yang lebih *continuous* dari turbin.

DAFTAR PUSTAKA

- Aiba, S., & Watanabe, H. (1997). Flow Characteristics of a Bluff Body Cut From a Circular Cylinder. *Journal of Fluids Engineering*, 453-454.
- Altan, B. D., & Atilgan, M. (2008). An experimental an numerical study on the improvement of the performance of Savonius wind rotor. *Energy conversion and management*, 3425-3432.
- Chou, K. T. (2015). From Anti-Pollution to Climate Change Risk Movement: Reshaping Civic Epistemology. *MDPI Sustainability*, 14574-14596.
- Hayashi, T., & Yutaka, H. (2005). Wind tunnel Tests on a Different Phase Three-Stage Savonius Rotor. *JSME International Journal*, 9-16.
- Huda, M. D., Selim, M. A., Islam, A. S., & Islam, M. Q. (1992). Performance of an S-shaped savonius rotor with a deflecting plate. *RERIC International Energy Journal*, 25-32.
- Kgabi, N., Grant, N. C., & Antoine, J. (2017). Effects of Energy Production and Consumption on Air Pollution and Global Warming. *Pollution and the Atmosphere: Designs for Reduced Emissions*, 137-150.
- Kotb, M. A., & Aldoss, T. K. (1991). Flowfield Around a Partially-Blocked Savonius Rotor. *Applied Energy*, 117-132.
- Larin, P., Paraschivoiu, M., & Aygun, C. (2016). CFD based synergistic analysis of wind turbines for roof mounted integration. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1-13.
- Mahmoud, N. H., El-Haroun, A. A., Wahba, E., & Nasef, M. H. (2012). An Experimental Study on Improvement of Savonius Rotor Performance. *Alexandria Engineering Journal*, 19-25.
- Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E., & Thevenin, D. (2011). Optimal Blade Shape of a Modified Savonius Turbine Using an Obstacle Shielding the Returning Blade. *Energy Conversion Management*, 236-242.

- Nasef, M. H., El-Askary, W. A., Abdel-Hamid, A. A., & Gad, H. E. (2013). Evaluation of Savonius Rotor Performance: Static and Dynamic Studies. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1-11.
- p.l.c., B. (2019). *BP Statistical Review of World Energy*. London: BP Statistical Review of World Energy.
- Pankade, S. B., & Kadam, A. A. (2013). A Review Study on Savonius Wind Rotors for Accessing the Power Performance. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 18-24.
- Pope, K., Dincer, I., & Naterer, G. F. (2010). Energy and exergy efficiency comparison of horizontal and vertical axis wind turbines. *Renewable Energy* 35, 2102-2113.
- Sakti, G., & Yuwono, T. (2019). Performance Study of Installed I-65 Type Cylinder at the Upstream of Returning Blade of Savonius Wind Turbine, Comparison with Conventional Savonius Wind Turbine. *IPTEK The Journal for Technology and Science*, 56-59.
- Salih, S. M., Taha, M. Q., & Alawsaj, M. K. (2012). Performance Analysis of Wind Turbine Systems Under Different Parameters Effect. *International Journal of Energy and Environment*, 895-904.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T., & Widodo, W. A. (2019). Effect of a Circular Cylinder in Front of Advancing blade on the Savonius water Turbine by Using Transient Simulation. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 151-159.
- Tsutsui, T., & Igarashi, T. (2002). Drag Redution of a Circular Cylinder in an Air-stream. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 527-541.
- Wright, A. K., & Wood, D. H. (2004). The Starting and Low Wind Speed Behaviour a Small Horizontal Axis Wind Turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 1265-1279.

- Yang, W., Hou, Y., Jia, H., Liu, B., & Xiao, R. (2019). Lift-type and drag-type hydro turbine with vertical axis for power generation from water pipelines. *Energy* 188.
- Yuwono, T., Suprayogi, D., & Spirda, E. (2009). Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of an I-type bluff body as passive control. *Institution of Mechanical Engineering Part C* (pp. 203-210). Jakarta: journal of mechanical engineer science.
- Zemamou, M., Aggour, M., & Toumi, A. (2017). Review of savonius wind turbine design and performance. *4th International Conference on Power and Energy Systems Engineering, CPESE 2017, 25-29 on Power and Energy Systems Engineering* (pp. 383-388). Berlin: Energy Procedia.

Lampiran								
Tabel A-1								
Bilangan Reynolds 95000, tanpa silinder pengontrol pasif								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	305	31.92	0	0	0.986	0.000	0.0000
2	28	273	28.57	19	66	0.883	0.029	0.0254
3	28	240	25.12	34.5	136	0.776	0.062	0.0483
4	28	188	19.68	50	218	0.608	0.103	0.0626
5	28	150	15.70	65.5	270	0.485	0.125	0.0608
6	28	112	11.72	81	316	0.362	0.144	0.0522
7	28	0	0.00	96.5	387	0.000	0.178	0.0000

Lampiran								
Tabel A-2								
Bilangan Reynolds 95000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.4								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	318	33.28	0	0	1.028	0.000	0.0000
2	28	292	30.56	19	70	0.944	0.031	0.0295
3	28	268	28.05	34.5	112	0.867	0.048	0.0412
4	28	243	25.43	50	163	0.786	0.069	0.0544
5	28	194	20.31	65.5	264	0.627	0.122	0.0764
6	28	156	16.33	81	311	0.505	0.141	0.0711
7	28	100	10.47	96.5	352	0.323	0.157	0.0507
8	28	0	0.00	112	407	0.000	0.181	0.0000

Lampiran								
Tabel A-3								
Bilangan Reynolds 95000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.6								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	312	32.66	0	0	1.009	0.000	0.0000
2	28	282	29.52	19	67	0.912	0.029	0.0268
3	28	242	25.33	34.5	176	0.783	0.087	0.0679
4	28	214	22.40	50	242	0.692	0.118	0.0815
5	28	190	19.89	65.5	286	0.614	0.135	0.0831
6	28	120	12.56	68.6	290	0.388	0.136	0.0527
7	28	67	7.01	81	310	0.217	0.140	0.0304
8	28	0	0.00	96.5	360	0.000	0.162	0.0000

Lampiran								
Tabel A-4								
Bilangan Reynolds 95000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.8								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	309	32.34	0	0	0.999	0.000	0.0000
2	28	276	28.89	19	67	0.893	0.029	0.0263
3	28	228	23.86	34.5	188	0.737	0.094	0.0694
4	28	190	19.89	50	257	0.614	0.127	0.0780
5	28	144	15.07	65.5	311	0.466	0.151	0.0701
6	28	96	10.05	81	340	0.310	0.159	0.0493
7	28	0	0.00	84.1	390	0.000	0.188	0.0000

Lampiran								
Tabel A-5								
Bilangan Reynolds 95000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.0								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	305	31.92	0	0	0.986	0.000	0.0000
2	28	260	27.24	19	72	0.842	0.030	0.0255
3	28	235	24.56	34.5	130	0.759	0.055	0.0414
4	28	188	19.69	50	219	0.608	0.097	0.0589
5	28	118	12.33	65.5	286	0.381	0.126	0.0482
6	28	93.1	9.74	81	321	0.301	0.137	0.0413
7	28	0	0.00	96.5	367	0.000	0.155	0.0000

Lampiran								
Tabel A-6								
Bilangan Reynolds 95000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.2								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	317	33.18	0	0	1.025	0.000	0.0000
2	28	280	29.31	19	60	0.906	0.025	0.0228
3	28	240	25.12	34.5	120	0.776	0.052	0.0407
4	28	193	20.20	50	165	0.624	0.071	0.0440
5	28	78	8.16	65.5	190	0.252	0.076	0.0193
6	28	0	0.00	81	209	0.000	0.078	0.0000

Lampiran								
Tabel B-1								
Bilangan Reynolds 132000, tanpa silinder pengontrol pasif								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	431	45.13	0	0	0.996	0.000	0.0000
2	28	405	42.37	19	90.2	0.935	0.022	0.0208
3	28	364	38.11	62.4	229.9	0.841	0.052	0.0441
4	28	343	35.92	105.8	330	0.793	0.070	0.0556
5	28	303	31.66	149.2	436.7	0.699	0.090	0.0628
6	28	262	27.40	192.6	537.9	0.605	0.108	0.0653
7	28	180	18.88	236	660	0.417	0.133	0.0553
8	28	0	0.00	279.4	770	0.000	0.153	0.0000

Lampiran								
Tabel B-2								
Bilangan Reynolds 132000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.4								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	440	46.05	0	0	1.016	0.000	0.0000
2	28	408	42.71	19	79.2	0.943	0.019	0.0178
3	28	369	38.57	62.4	228.8	0.851	0.052	0.0443
4	28	345	36.15	105.8	330	0.798	0.070	0.0560
5	28	305	31.89	149.2	447.7	0.704	0.093	0.0657
6	28	257	26.94	192.6	556.6	0.595	0.114	0.0677
7	28	193	20.15	236	686.4	0.445	0.141	0.0626
8	28	0	0.00	279.4	804.1	0.000	0.164	0.0000

Lampiran								
Tabel B-3								
Bilangan Reynolds 132000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.6								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	443	46.40	0	0	1.024	0.000	0.0000
2	28	407	42.60	19	85.8	0.940	0.021	0.0196
3	28	359	37.53	62.4	240.9	0.828	0.056	0.0463
4	28	325	33.96	105.8	363	0.750	0.080	0.0603
5	28	297	31.09	149.2	477.4	0.686	0.103	0.0704
6	28	264	27.63	192.6	572	0.610	0.119	0.0724
7	28	143	14.97	236	684.2	0.330	0.140	0.0463
8	28	0	0.00	279.4	794.2	0.000	0.161	0.0000

Lampiran								
Tabel B-4								
Bilangan Reynolds 132000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.8								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	447	46.74	0	0	1.032	0.000	0.0000
2	28	405	42.37	19	82.5	0.935	0.020	0.0186
3	28	345	36.15	62.4	243.1	0.798	0.057	0.0451
4	28	297	31.09	105.8	386.1	0.686	0.088	0.0602
5	28	262	27.40	149.2	499.4	0.605	0.110	0.0662
6	28	212	22.22	192.6	583	0.490	0.122	0.0599
7	28	171	17.85	236	647.9	0.394	0.129	0.0507
8	28	0	0.00	279.4	709.5	0.000	0.135	0.0000

Lampiran								
Tabel B-5								
Bilangan Reynolds 132000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.0								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	449	46.97	0	0	1.037	0.000	0.0000
2	28	411	43.06	19	83.6	0.950	0.020	0.0192
3	28	343	35.92	62.4	256.3	0.793	0.061	0.0481
4	28	290	30.40	149.2	434.5	0.671	0.089	0.0599
5	28	251	26.25	192.6	541.2	0.579	0.109	0.0632
6	28	174	18.19	279.4	721.6	0.402	0.138	0.0555
7	28	85.8	8.98	366.2	829.4	0.198	0.145	0.0287
8	28	0	0.00	409.6	873.4	0.000	0.145	0.0000

Lampiran								
Tabel B-6								
Bilangan Reynolds 132000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.2								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	413	43.22	0	0	0.954	0.000	0.0000
2	28	380	39.73	19	62.16	0.877	0.013	0.0118
3	28	306	32.07	62.4	219.78	0.708	0.049	0.0348
4	28	258	26.95	105.8	320.79	0.595	0.067	0.0400
5	28	186	19.52	149.2	401.82	0.431	0.079	0.0340
6	28	86.6	9.06	279.4	542.79	0.200	0.082	0.0165
7	28	0	0.00	366.2	638.25	0.000	0.085	0.0000

Lampiran								
Tabel C-1								
Bilangan Reynolds 170000, tanpa silinder pengontrol pasif								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	563	58.97	0	0	1.012	0.000	0.0000
2	28	523	54.74	19	109.76	0.940	0.017	0.0161
3	28	470	49.24	96.5	328.16	0.845	0.044	0.0370
4	28	398	41.62	174	576.8	0.714	0.076	0.0544
5	28	347	36.34	251.5	787.36	0.624	0.101	0.0633
6	28	291	30.48	329	963.2	0.523	0.120	0.0628
7	28	235	24.62	406.5	1077.4	0.423	0.127	0.0536
8	28	0	0.00	484	1257.8	0.000	0.146	0.0000

Lampiran								
Tabel C-2								
Bilangan Reynolds 170000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.4								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	572	59.90	0		1.028	0.000	0.0000
2	28	530	55.45	19	103.04	0.952	0.016	0.0151
3	28	458	47.95	96.5	340.48	0.823	0.046	0.0380
4	28	396	41.50	174	563.36	0.712	0.074	0.0525
5	28	334	34.93	251.5	813.12	0.600	0.106	0.0637
6	28	295	30.83	329	955.36	0.529	0.119	0.0627
7	28	232	24.27	406.5	1109.9	0.417	0.133	0.0554
8	28	0	0.00	484	1257.8	0.000	0.146	0.0000

Lampiran								
Tabel C-3								
Bilangan Reynolds 170000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.6								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	567	59.32	0		1.018	0.000	0.0000
2	28	528	55.21	19	113.12	0.948	0.018	0.0169
3	28	473	49.47	96.5	329.28	0.849	0.044	0.0374
4	28	417	43.61	174	539.84	0.749	0.069	0.0518
5	28	361	37.75	251.5	795.2	0.648	0.103	0.0667
6	28	327	34.23	329	974.4	0.588	0.122	0.0718
7	28	221	23.09	406.5	1148	0.396	0.140	0.0556
8	28	0	0.00	484	1303.7	0.000	0.155	0.0000

Lampiran								
Tabel C-4								
Bilangan Reynolds 170000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 1.8								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	569	59.55	0		1.022	0.000	0.0000
2	28	513	53.69	19	125.44	0.922	0.020	0.0186
3	28	413	43.26	96.5	428.96	0.743	0.063	0.0467
4	28	403	42.20	174	546.56	0.724	0.070	0.0511
5	28	365	38.22	251.5	741.44	0.656	0.093	0.0608
6	28	334	34.93	329	910.56	0.600	0.110	0.0660
7	28	273	28.60	406.5	1075.2	0.491	0.127	0.0621
8	28	222	23.21	484	1205.1	0.398	0.136	0.0544
9	28	0	0.00	561.5	1392.2	0.000	0.157	0.0000

Lampiran								
Tabel C-5								
Bilangan Reynolds 170000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.0								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	562	58.85	0		1.010	0.000	0.0000
2	28	511	53.53	19	88.81	0.919	0.013	0.0121
3	28	430	45.02	96.5	354.17	0.773	0.049	0.0377
4	28	404	42.33	174	498.62	0.727	0.061	0.0446
5	28	336	35.17	251.5	745.79	0.604	0.094	0.0565
6	28	227	23.74	329	997.24	0.408	0.126	0.0515
7	28	83.5	8.74	406.5	1091.4	0.197	0.130	0.0255
8	28	0	0.00	484	1201.6	0.000	0.136	0.0000

Lampiran								
Tabel C-6								
Bilangan Reynolds 170000, dengan silinder pengontrol pasif pada jarak S/D = 2.2								
No	Temperatur (celcius)	RPM	Kecepatan putaran (rad/s)	Beban (gram)	Massa terbaca (gram)	TSR	Cm	Cp
1	28	554	58.03	0		0.996	0.000	0.0000
2	28	512	53.54	19	107.8	0.919	0.017	0.0154
3	28	409	42.83	96.5	398.2	0.735	0.057	0.0420
4	28	354	37.07	174	583	0.636	0.077	0.0493
5	28	295	30.86	251.5	723.8	0.530	0.089	0.0473
6	28	218	22.80	329	875.6	0.391	0.103	0.0405
7	28	71.5	7.48	406.5	1087.9	0.128	0.129	0.0166
8	28	0	0.00	484	1207.8	0.000	0.137	0.0000