



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN

“Studi kasus untuk ukuran silinder pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ serta kecepatan aliran angin 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s”

SUKSMATATYA PARAMESTI
NRP 0211164000133

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020



TUGAS AKHIR - TM184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN

“Studi kasus untuk ukuran silinder pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ serta kecepatan aliran angin 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s”

SUKSMATATYA PARAMESTI
NRP 0211164000133

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2020



FINAL PROJECT - TM184835

EXPERIMENTAL STUDY OF SAVONIUS WIND TURBINE'S PERFORMANCE IMPROVEMENT BY PLACING A CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF THE RETURNING BLADE

"Study case for cylinder circular with $d/D = 0.5$; placed at $y/D = 0.5$ and $S/D = 1.4$, at various wind velocities: 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s and 9 m/s"

SUKSMATATYA PARAMESTI
NRP 0211164000133

Advisory Lecturer
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

BACHELOR'S DEGREE
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEMS ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2020

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN
RETURNING BLADE TURBIN**

“Studi kasus untuk ukuran silinder pengganggu $d/D = 0.5$; $y/D = 0.5$; $S/D = 1.4$ serta kecepatan aliran angin 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s”

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Sukmatatya Paramesti
NRP. 02111640000133

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir Tri Yogi Yuwono, DEA..... (Pembimbing)
NIP. 196001291987011001
2. Vivien Suphandani Djarah, ST., ME., Ph.D. (Penguji 1)
NIP. 198105292003122001
3. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng...... (Penguji 2)
NIP. 196709151993121001
4. Prof. Ir. Sutardi, M. Eng., Ph.D...... (Penguji 3)
NIP. 196412281990081002

SURABAYA
JULI, 2020

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN *RETURNING*
BLADE TURBIN**

“Studi kasus untuk ukuran silinder pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ serta kecepatan aliran angin 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s”

Nama Mahasiswa : Suksmatatya Paramesti
NRP : 0211164000133
Departemen : Teknik Mesin FTIRS – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

Abstrak

Keterbatasan sumber daya energi fosil yang diikuti dengan peningkatan kebutuhan energi sebesar 4,4% per tahun serta emisi yang ditimbulkan dari penggunaan bahan bakar fosil, menjadikan peralihan ke energi alternatif terutama energi rendah karbon sebagai suatu keharusan, bukan lagi hanya sekedar pilihan. Salah satu energi terbarukan yang berpotensi untuk dikembangkan di Indonesia adalah energi alternatif angin. Namun angka pemanfaatan energi angin sebagai pembangkit ini masih cukup jauh dari potensi yang dimiliki. Dengan demikian, Indonesia membutuhkan turbin yang dapat beroperasi secara optimal pada kecepatan angin menengah (4 m/s s.d. 6 m/s). Turbin yang sesuai dengan kondisi angin dan kondisi geografis Indonesia adalah turbin angin Savonius. Walaupun turbin ini memiliki banyak kecocokan dan kelebihan, efisiensinya paling rendah jika dibandingkan dengan turbin jenis lainnya maka perlu dilakukan suatu studi eksperimen sebagai upaya meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*.

Dalam studi eksperimen ini digunakan turbin angin Savonius dua sudu dengan diameter sudu turbin (D) 167 mm, diameter *end plate* (D_o) sebesar 320 mm, tinggi (H) sebesar 298

mm dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Selanjutnya digunakan sebuah silinder sirkular pengganggu dengan diameter (d) sebesar 83 mm. Pada penelitian ini digunakan nilai $d/D = 0,5$, $y/D = 0,5$, $H/L = 1$, variasi S/D 1,4 serta variasi kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s. Aliran angin pada eksperimen ini berasal dari *axial fan* yang selanjutnya melewati *honeycomb* terlebih dahulu untuk penyeragaman aliran sebelum mengenai benda uji. Pengaturan kecepatan aliran dengan mengatur voltase *axial fan* dengan *voltage regulator*. Dilibatkan beberapa alat ukur seperti anemometer untuk mengukur kecepatan angin, *tachometer* untuk mengukur putaran sudu turbin dan *torquemeter* untuk mengukur torsi statis. Perhitungan torsi dinamis menggunakan sistem pengukuran yang bernama *brake dynamometer*.

Hasil yang dicapai pada penelitian ini adalah peletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada jarak $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ terbukti efektif menaikkan *coefficient of power*, *coefficient of moment* dan torsi statis. Kenaikkan CoP maksimum terbesar dicapai pada kecepatan aliran 4,4 m/s sebesar 108,76% dan kenaikan C_M maksimum terbesar pada kecepatan aliran 5 m/s sebesar 79,39%. Pada kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s, peletakkan silinder pengganggu efektif menaikkan koefisien torsi statis turbin hingga turbin memiliki kemampuan *self starting* di seluruh sudut. Sedangkan pada kecepatan 3,8 m/s dan 4,4 m/s nilai koefisien torsi statis mengalami kenaikan namun masih ditemui nilai negatif di beberapa sudut tertentu yang mengindikasikan turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* pada sudut – sudut tersebut.

Kata kunci: *Turbin angin Savonius, silinder pengganggu, returning blade, torsi statis, torsi dinamis, coefficient of power, coefficient of moment, tip speed ratio.*

**EXPERIMENTAL STUDY OF SAVONIUS WIND
TURBINE'S PERFORMANCE IMPROVEMENT BY
PLACING A CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF THE
RETURNING BLADE**

“Study case for cylinder circular with $d/D = 0.5$; placed at $y/D = 0.5$ and $S/D = 1.4$, at various wind velocities: 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s and 9 m/s”

Student Name : Suksmatatya Paramesti
NRP : 0211164000133
Department : Mechanical Engineering FTIRS – ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

Abstract

The limitations of fossil energy resources which followed by an increment in energy needs for about 4.4% per year and emissions resulting from the use of fossil fuels, making the transition to alternative energy, particularly low carbon energy, as a necessity. It is no longer just an optional choice. One of the renewable energies which potentially to be utilized and developed in Indonesia is wind energy. However, the number of wind energy utilization as the power plant is still far from its potential. Thus, Indonesia needs a wind turbine which can operate optimally at medium wind speeds (4 m/s ~ 6 m/s). Type of wind turbine which appropriates to Indonesia's wind and geographical conditions is the Savonius wind turbine. Even though this type of turbine has many compatibilities and advantages, compared to other types of turbines, its efficiency is the lowest. Therefore, it is necessary to conduct an experimental study in an effort to improve the performance of Savonius wind turbines by placing a circular cylinder in front of the turbine's returning blade.

In this experimental study, a two-blades Savonius wind turbine with specification comprises turbine's blade diameter (D) = 167, endplate diameter (D_o) = 320 mm, shaft diameter (b) = 19 mm, turbine height (H) = 298 mm and aspect ratio (H/L)=1, will be used. Furthermore, a circular cylinder with diameter (d) = 83

mm and $d/D = 0.5$ also be used and will be placed at $y/D = 0.5$ and a $S/D = 1.4$. This experimental study will be conducted in seven variations of wind velocity such as 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s. The wind flow in this experiment produced by the axial fan, which then passes the honeycomb first to uniform the flow before it hits the test objects (i.e. Savonius wind turbine & cylinder circular). Flow speed adjustment is made by adjusting the axial fan voltage with a voltage regulator. This experimental study involves several measuring devices such as anemometer to measure wind speed, a tachometer to measure turbine blade rotational speed and torque meter to measure turbine's static torque. Dynamic torque measurement uses a measurement system called brake dynamometer.

The results in this experimental study show that the placing a $d/D = 0.5$ cylinder circular at $y/D = 0.5$ and $S/D = 1.4$ have proven to be effective in increasing the coefficient of power, coefficient of moment and static torque. The largest maximum CoP increment was achieved at wind velocity of 4.4 m/s for 108.76%, while the largest maximum C_M was obtained at wind velocity of 5 m/s for 79.39%. While at wind velocity of 5 m/s ~ 9 m/s, placing a circular cylinder has proven to be effective in increasing coefficient of static torque so that the turbine has self-starting capability at all angles, at wind velocity of 3.8 m/s and 4.4 m/s negative values of torque are still found at certain angles which indicate the turbine does not have the self-starting ability at these angles.

Keywords: *Savonius wind turbine, circular cylinder, returning blade, static torque, dynamic torque, coefficient of power, coefficient of moment, tip speed ratio.*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur bagi Allah SWT yang telah melimpahkan berkah, rahmat dan hidayah-Nya kepada penulis sehingga dapat menuntaskan penulisan tugas akhir dengan judul **Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Pengganggu di depan *Returning Blade* Turbin** (Studi kasus untuk ukuran silinder pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ serta kecepatan aliran angin 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s) sebagai syarat untuk menyelesaikan Program Sarjana (S1) di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, ITS.

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini, dukungan moral, materiil dan spiritual telah banyak diberikan oleh banyak pihak demi kelancaran penyusunan. Dengan demikian, penulis ingin mengucapkan rasa terima kasih dan penghargaan setinggi – tingginya kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA selaku dosen pembimbing, atas dedikasinya dalam membimbing penulis.
2. Vivien Suphandani Djanali, ST., ME., Ph.D, Nur Ikhwan, S.T., M.Eng, Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D, Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T. selaku dosen penguji seminar dan sidang Tugas Akhir, atas kritik, saran serta *insight* yang membangun dalam penyempurnaan penulisan Tugas Akhir ini.
3. Kedua orang tua penulis, Bapak Gaguk Septijo Widodo dan Ibu Septiana Widyantari, atas segala dukungan dan doanya yang tidak ada hentinya diberikan.
4. Staff dan karyawan Departemen Teknik Mesin atas kinerjanya sebagai fasilitator eksperimen, seminar proposal dan sidang Tugas Akhir sehingga ketiganya dapat berjalan dengan baik.

5. Rekan – rekan bimbingan tugas akhir Bp. Tri Yogi; Vega Nabila A., Festy Merbasari M., Elza Lisdarina, Bagas Ramadhan A., Michael Lawrence B., Dionisius Jeremia P., Afiyah Shuhufam M. serta senior – senior bimbingan periode sebelumnya atas kerjasama dan dukungannya.
6. *Partner* penulis dalam segala hal, Wildhan Nugroho Latief, atas dukungannya yang luar biasa.
7. Rekan – rekan Smala 59; Maulana Hanif L. M., M. Almeir Wirma, Raihan Ariq P., M. Dhony Affandi, Habib Ma'ruf A. dan Kenny Varian atas dukungannya selama perkuliahan sebagai *partner* diskusi dalam segala hal.
8. Rekan – rekan dekat penulis; Nadya Tiarasari, Tatyia Koesandriani, Ramadhan Furqonulhaq, Vega Nabila A. dan Laksita Anggadewi atas dukungan moralnya selama perkuliahan dan kehadirannya dalam situasi suka dan duka.
9. Semua pihak terkait yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam tugas akhir ini. Karenanya, penulis sangat mengharapkan masukan dan saran dari semua pihak. Atas segala kekurangan dan kesalahan dilakukan semasa pengerjaan, penulis memohon maaf. Besar harapannya tugas akhir ini dapat memberikan manfaat untuk penelitian – penelitian selanjutnya.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis,
Suksmataty Paramesti

DAFTAR ISI

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	6
1.3. Batasan Masalah	10
1.4. Tujuan Penelitian	11
1.5. Manfaat Penelitian	12
BAB II DASAR TEORI	13
2.1. Turbin Angin.....	13
2.1.1. Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT).....	13
2.1.2. Vertical Axis Wind Tubine (VAWT).....	15
2.2. Turbin Angin Savonius	17
2.3. Gaya <i>Drag</i>	18
2.4. Aliran Melintasi Sebuah Silinder Sirkular	20
2.5. Bilangan Reynolds	23
2.6. Torsi Statis	24
2.7. Coefficient of Power	25
2.8. Tip Speed Ratio.....	28
2.9. Penelitian Terdahulu	30
2.9.1. Studi Eksperimen Pengurangan Gaya <i>Drag</i> pada Aliran yang Melewati Silinder Sirkular dengan Penempatan Silinder Pengganggu.....	30
2.9.2. Studi Eksperimen pada Single Stage, Two Stage dan Three Stage Conventional Savonius Rotor.....	36

2.9.3.	Studi Eksperimen Meningkatkan Performa Rotor Turbin Savonius.....	41
2.9.4.	Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular di depan <i>Returning Blade</i>	47
2.9.5.	Studi Eksperimen dan Studi Numerik Pengaruh Silinder Sirkular Tipe I-65° terhadap Performa Turbin Savonius	56
BAB III METODE PENELITIAN.....		65
3.1.	Skema Penelitian dan Parameter yang Dianalisis	65
3.2.	Analisis Dimensi	66
3.2.1.	Analisis Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i> ...	66
3.2.2.	Analisis Dimensi untuk <i>Coefficient of Moment</i>	69
3.3.	Peralatan Penelitian.....	72
3.3.1.	Axial Fan	73
3.3.2.	Honeycomb	75
3.3.3.	Turbin Angin Savonius	76
3.3.4.	Silinder Pengganggu	77
3.3.5.	Struktur Penyangga	79
3.3.6.	Alat Ukur.....	79
3.3.6.1.	<i>Tachometer</i>	80
3.3.6.2.	<i>Anemometer</i>	82
3.3.6.3.	<i>Voltage Regulator</i>	85
3.3.6.4.	<i>Torquemeter</i>	86
3.3.6.5.	<i>Brake Dynamometer</i>	88
3.4.	Prosedur Penelitian	91
3.4.1.	Prosedur Pengukuran Torsi Dinamis.....	91

3.4.2.	Prosedur Pengukuran Torsi Statis	93
3.5.	Diagram Alir Penelitian	95
3.5.2.	Diagram Alir Torsi Statis	97
3.6.	Uji <i>Uniformity</i>	99
3.7.	Perhitungan <i>Uncertainty</i> Pengukuran	101
3.7.1	<i>Uncertainty</i> pada Pembacaan <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) 101	
3.7.2	<i>Uncertainty</i> pada Pembacaan <i>Coefficient of Moment</i> (C_M).....	103
3.7.3	<i>Uncertainty</i> pada Pembacaan <i>Coefficient of Power</i> (CoP)	104
3.7.4	<i>Uncertainty</i> pada Pembacaan Bilangan Reynolds (Re) 105	
3.8.	Jadwal Penelitian.....	107
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN		108
4.1.	Perhitungan Data.....	108
4.1.1.	Perhitungan Densitas Fluida Kerja.....	108
4.1.2.	Perhitungan Bilangan Reynolds Fluida Kerja. 110	
4.1.2.1.	Panjang Karakteristik (L)	110
4.1.2.2.	Viskositas Udara (μ).....	111
4.1.2.3.	Bilangan Reynolds (Re).....	111
4.1.3.	Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i>	112
4.1.4.	Perhitungan Torsi Dinamis.....	113
4.1.5.	Perhitungan <i>Coefficient of Power</i>	114
4.1.6.	Perhitungan <i>Coefficient of Moment</i>	115
4.1.7.	Perhitungan <i>Coefficient of Static Torque</i> (Cts) 116	

4.2.	Analisis Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu	116
4.2.1.	Analisis <i>Coefficient of Power</i> (CoP_0).....	117
4.2.1.1.	Analisis <i>Coefficient of Power</i> (CoP_0) Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ).....	118
4.2.1.2.	Analisis <i>Coefficient of Power</i> Maksimum (CoP_{max_0}) Fungsi Kecepatan Aliran (U).....	121
4.2.2.	Analisis <i>Coefficient of Moment</i> (C_{M0})	124
4.2.3.	Analisis Torsi Statis (T_{s0}).....	127
4.3.	Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu	131
4.3.1.	Analisis <i>Coefficient of Power</i> (CoP)	132
4.3.2.	Analisis <i>Coefficient of Moment</i> (C_M)	143
4.3.3.	Analisis Torsi Statis (T_s).....	153
4.4.	Analisis Performa dengan Membandingkan Hasil terhadap Penelitian Sebelumnya	165
4.5.	Analisis Data Gabungan.....	167
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		171
5.1.	Kesimpulan	171
5.2.	Saran.....	172
DAFTAR PUSTAKA		174
LAMPIRAN.....		176

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Horizontal Axis Wind Turbine (Md. Rabiul Islam, 2018).....	15
Gambar 2. 2 Vertical Axis Wind Turbine (Md. Rabiul Islam, 2018).....	17
Gambar 2. 3 Savonius Wind Turbine (a) Savonius turbines with endplates (b) Classical Savonius (c) Modified Savonius (Baoshou Zang et al, 2017)	18
Gambar 2. 4 Skema gaya drag dan gaya lift (J. D. Anderson, 2001).....	19
Gambar 2. 5 Skema aliran melewati bola pejal (Bahman Zohuri, 2017).....	21
Gambar 2. 6 Skema profil kecepatan aliran fluida melewati silinder (Hasbi, 2009).....	22
Gambar 2. 7 Skema turbin angin Savonius	23
Gambar 2. 8 Skema brake dynamometer	26
Gambar 2. 9 Grafik hubungan antara coefficient of power dan tip speed ratio untuk berbagai jenis turbin angin (Philip J. Pritchard, 2011)	29
Gambar 2. 10 Skema benda uji (T. Tsutsui, 2002).....	30
Gambar 2. 11 Visualisasi aliran untuk dengan silinder pengganggu (T. Tsutsui, 2002).....	32
Gambar 2. 12 Distribusi tekanan pada silinder sirkular (T. Tsutsui, 2002).....	33
Gambar 2. 13 Pengaruh Re terhadap base pressure coefficient (T. Tsutsui, 2002).....	34
Gambar 2. 14 Pengaruh Re terhadap titik separasi (T. Tsutsui, 2002).....	35
Gambar 2. 15 Pengaruh Re terhadap nilai CD (T. Tsutsui, 2002).....	36

Gambar 2. 16 Skema alat studi eksperimen (Kamoji et al., 2008).....	37
Gambar 2. 17 Skema peletakkan turbin untuk rotor aspect ratio 1.0 (Kamoji et al., 2008)	38
Gambar 2. 18 Perbandingan coefficient of power dan coefficient torque single, two dan three stage untuk stage aspect ratio 1.0 (Kamoji et al., 2008)	40
Gambar 2. 19 Skema alat pengujian (Mahmoud et al., 2010)	43
Gambar 2. 20 (a) Skema brake dynamometer (b) Foto asli dari gambar 2.20 (a) (Mahmoud et al., 2010)	44
Gambar 2. 21 Grafik hubungan kecepatan angin (Mahmoud et al., 2010).....	46
Gambar 2. 22 Grafik hubungan antara kecepatan angin dengan daya mekanik untuk rotor dengan dan tanpa end plates (Mahmoud et al., 2010).....	47
Gambar 2. 23 Skema Instalasi Studi Eksperimen (Riza Umami, 2019).....	49
Gambar 2. 24 Grafik perbandingan coefficient of power turbin dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi TSR untuk $d/D = 0.2$, $y/D = 0.5$, $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019).....	50
Gambar 2. 25 Grafik perbandingan coefficient of moment turbin dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio untuk $d/D = 0.2$, $y/D = 0.5$, $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019).....	52
Gambar 2. 26 Grafik perbandingan torsi statis turbin dengan silinder pengganggu dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi sudut untuk $d/D = 0.2$, $y/D = 0.5$, $U = 5$ m/s pada $S/D = 1.8$ (Riza Umami, 2019).....	53
Gambar 2. 27 Skema instalasi studi eksperimen (Gunawan Sakti, 2019)	57

Gambar 2. 28 3D computation domain dan boundary condition (Gunawan Sakti, 2019).....	58
Gambar 2. 29 Konfigurasi meshing untuk turbin angin Savonius untuk domain CFD (Gunawan Sakti, 2019)	59
Gambar 2. 30 Perbandingan nilai CoP dan CM dari studi eksperimen dan studi numerik (Gunawan Sakti, 2019)	60
Gambar 2. 31 Static pressure contour dari aliran di area sekitar turbin pada $\theta = 30^\circ$ (Gunawan Sakti, 2019)	62
Gambar 2. 32 Velocity contour dari aliran di area sekitar turbin pada $\theta = 30^\circ$ (Gunawan Sakti, 2019).....	63
Gambar 3. 1 Skema Penelitian dan Parameter Ukur	65
Gambar 3. 2 Instalasi axial fan dan honeycomb terhadap turbin angin Savonius.....	72
Gambar 3. 3 Skema instalasi axial fan, honeycomb, dan silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius.....	73
Gambar 3. 4 Axial Fan PV-S18	74
Gambar 3. 5 Honeycomb.....	75
Gambar 3. 6 Turbin angin Savonius.....	76
Gambar 3. 7 Silinder pengganggu	78
Gambar 3. 8 Struktur penyangga.....	79
Gambar 3. 9 Tachometer OMEGA HHT12	80
Gambar 3. 10 Peletakkan tachometer.....	82
Gambar 3. 11 Digital anemometer OMEGA HHF141.....	83
Gambar 3. 12 Ling bridge TDGC2.....	85
Gambar 3. 13 Torquemeter LUTRON TQ-8800.....	87
Gambar 3. 14 Skema Brake Dynamometer.....	88
Gambar 3. 15 Free Body Diagram dari Brake Dynamometer.....	89
Gambar 3. 16 Neraca Pegas NAGATA C-5.....	90
Gambar 3. 17 Massa pemberat NHK M-1.....	91
Gambar 3. 18 Skema titik pengujian uniformity	100
Gambar 3. 19 Hasil uji uniformity ke arah horizontal.....	100
Gambar 3. 20 Hasil uji uniformity ke arah vertikal.....	101
Gambar 4. 1 Grafik Coefficient of power sebagai fungsi tip speed ratio.....	118

Gambar 4. 2 Grafik Coefficient of power sebagai fungsi kecepatan aliran	121
Gambar 4. 3 Grafik Coefficient of moment sebagai fungsi tip speed ratio.....	125
Gambar 4. 4 Grafik torsi statis sebagai fungsi sudut.....	128
Gambar 4. 5 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 3,8 m/s ..	133
Gambar 4. 6 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 4,4 m/s ..	134
Gambar 4. 7 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 5 m/s	135
Gambar 4. 8 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 6 m/s	136
Gambar 4. 9 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 7 m/s	137
Gambar 4. 10 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 8 m/s	138
Gambar 4. 11 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP ₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 9 m/s	139
Gambar 4. 12 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C _M) dan tanpa silinder pengganggu (C _{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 3,8 m/s ..	144
Gambar 4. 13 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C _M) dan tanpa silinder pengganggu (C _{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 4,4 m/s ..	145
Gambar 4. 14 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C _M) dan tanpa silinder pengganggu (C _{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 5 m/s	146

Gambar 4. 15 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 6 m/s	147
Gambar 4. 16 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 7 m/s	148
Gambar 4. 17 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 8 m/s	149
Gambar 4. 18 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 9 m/s	150
Gambar 4. 19 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 3,8 m/s	153
Gambar 4. 20 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 4,4 m/s	154
Gambar 4. 21 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 5 m/s	155
Gambar 4. 22 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 6 m/s	156
Gambar 4. 23 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 7 m/s	157
Gambar 4. 24 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 8 m/s	158
Gambar 4. 25 Grafik perbandingan torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 9 m/s	159
Gambar 4. 26 Grafik hubungan CoP_{max}/CoP_{max0} sebagai fungsi S/D untuk seluruh variasi kecepatan	168

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Batasan bilangan Reynolds dalam pengklasifikasian jenis aliran berdasarkan geometri yang dilewati oleh aliran	24
Tabel 2. 2 Perbandingan nilai coefficient of power maksimum turbin tanpa silinder pengganggu dan turbin dengan silinder pengganggu untuk $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019)	50
Tabel 2. 3 Perbandingan nilai coefficient of power maksimum turbin tanpa silinder pengganggu dan turbin dengan silinder pengganggu untuk $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019)	52
Tabel 3. 1 Fungsi dimensi primer dari parameter.....	67
Tabel 3. 2 Fungsi dimensi primer dari parameter.....	70
Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial fan PV-S18.....	74
Tabel 3. 4 Spesifikasi honeycomb.....	76
Tabel 3. 5 Spesifikasi turbin angin Savonius	77
Tabel 3. 6 Spesifikasi silinder pengganggu.....	78
Tabel 3. 7 Spesifikasi tachometer OMEGA HHT12.....	81
Tabel 3. 8 Spesifikasi digital anemometer OMEGA HHF141	84
Tabel 3. 9 Spesifikasi Ling bridge TDGC2.....	86
Tabel 3. 10 Spesifikasi torquemeter LUTRON TQ-8800	87
Tabel 3. 11 Spesifikasi neraca pegas NAGATA C-5	90
Tabel 3. 12 Uncertainty Hasil Pengukuran.....	106
Tabel 4. 1 Perbandingan coefficient of power maksimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4	141
Tabel 4. 2 Perbandingan coefficient of moment maksimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4	152
Tabel 4. 3 Perbandingan torsi statis minimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4	163
Tabel 4. 4 Perbandingan CoP maksimum, selisih riil dan selisih relatif penelitian Suksmatatya (2020) dengan penelitian Rizky Ramadhan (2020)	166

Tabel A. 1 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 3,8$ m/s	176
Tabel A. 2 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 4,4$ m/s	177
Tabel A. 3 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 5$ m/s	178
Tabel A. 4 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 6$ m/s	180
Tabel A. 5 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 7$ m/s	181
Tabel A. 6 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 8$ m/s	183
Tabel A. 7 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 9$ m/s	185
Tabel A. 8 Data Torsi Statis untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Seluruh Variasi Kecepatan Aliran ..	187
Tabel B. 1 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 3,8$ m/s	189
Tabel B. 2 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 4,4$ m/s	190
Tabel B. 3 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 5$ m/s	192
Tabel B. 4 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 6$ m/s	194
Tabel B. 5 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 7$ m/s	195
Tabel B. 6 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 8$ m/s	197

Tabel B. 7 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 9$ m/s	197
Tabel B. 8 Data Torsi Statis untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada Seluruh Variasi Kecepatan Aliran	201
Tabel C. 1 Kondisi, alat ukur dan ketelitiannya serta hasil pembacaan untuk perhitungan uncertainty	203

DAFTAR SIMBOL

A	Luas sapuan/ <i>crosssectional area</i> (m^2)
b	Diameter poros (m)
C_D	Koefisien <i>drag</i>
C_M	<i>Coefficient of moment</i>
C_{M0}	<i>Coefficient of moment</i> turbin tanpa silinder pengganggu
CoP	<i>Coefficient of power</i>
CoP ₀	<i>Coefficient of power</i> turbin tanpa silinder pengganggu
C_p	Koefisien <i>pressure</i>
D	Diameter sudu turbin angin Savonius (m)
D_0	Diameter silinder pengganggu (m)
E_k	Energi kinetik (J)
F	Gaya yang bekerja pada poros turbin (N)
F_D	Gaya <i>drag</i> (N)
F_{Dr}	<i>Friction drag</i> (N)
F_{Dp}	<i>Pressure drag</i> (N)
g	Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)
H	Tinggi turbin angin Savonius (m)
h	Tinggi silinder pengganggu (m)
L	Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran (m)
m	Massa pemberat (kg)
n	Putaran turbin angin Savonius (rpm)
P_r	Daya turbin angin Savonius (Watt)
P_t	Daya yang diberikan oleh aliran fluida kerja (Watt)
P	Tekanan udara saat penelitian dilakukan (N/m^2)
R	Konstanta spesifik gas ($J/kg^{\circ}K$)
R	Jari – jari turbin angin Savonius (m)
Re	Bilangan Reynolds
S	Jarak antar pusat <i>returning blade</i> turbin dengan pusat silinder pengganggu (m)

s	Massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)
T	Temperatur udara saat penelitian dilakukan ($^{\circ}\text{K}$)
T_d	Torsi dinamis turbin (Nm)
T_t	Torsi teoritis/torsi yang diberikan aliran fluida kerja (Nm)
T_s	Torsi statis turbin (Ncm)
T_{s0}	Torsi statis turbin tanpa silinder pengganggu (Ncm)
U	Kecepatan aliran fluida kerja (m/s)
U_n	<i>Uncertainty</i> dari parameter 'n'
x	Tebal sudu turbin angin Savonius (m)
y	Jarak antar pusat turbin dengan pusat silinder pengganggu ke arah tegak lurus dengan arah datangnya aliran (m)
ρ	Massa jenis (kg/m^3)
μ	Viskositas dinamik udara (Ns/m^2)
τ	Tegangan geser (N/m^2)
ω	Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)
λ	<i>Tip speed ratio</i>
θ	Posisi angular sudu turbin angin Savonius ($^{\circ}$)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Menanggapi perubahan iklim global yang kian memburuk, pada tahun 2015 lalu PBB menyelenggarakan Konferensi Tingkat Tinggi Perubahan Iklim Dunia (*United Nations Framework Convention on Climate Change COP 12*) di Paris, Perancis. Dalam konferensi tersebut, dihasilkan Persetujuan Paris 2015 yang mengandung tiga butir persetujuan. Salah satu di antaranya adalah menjaga kenaikan suhu rata-rata dunia dibawah 2°C. Indonesia sendiri berkomitmen untuk menurunkan emisi gas rumah kaca (GRK) pada tahun 2030 sebesar 29% dengan upaya sendiri. Selain emisi, ketergantungan Indonesia terhadap energi fosil masih menjadi momok dalam sektor energi. Keterbatasan sumber daya energi fosil yang diboncengi dengan peningkatan kebutuhan energi sebesar 4.4% per tahun, menjadikan peralihan ke energi alternatif sebagai suatu keharusan, tidak lagi hanya sekedar sebagai pilihan. Berangkat dari dua permasalahan ini, pemerintah mengeluarkan berbagai kebijakan “transisi energi” dengan fokus utama yaitu meningkatkan penggunaan teknologi energi rendah karbon atau yang sering disebut teknologi energi bersih.

Salah satu energi terbarukan yang berpotensi untuk dikembangkan di Indonesia adalah energi alternatif angin. Energi alternatif angin tidak hanya dapat dimanfaatkan potensi elektrikalnya namun dapat dimanfaatkan pula potensi mekanikalnya. Pemanfaatan energi alternatif angin, selain dapat mengurangi ketergantungan terhadap energi fosil, diharapkan juga dapat meningkatkan efektifitas dan efisiensi di sektor

pertanian. Dengan demikian diharapkan dapat meningkatkan produktifitas masyarakat agraris yang mana hal ini selaras dengan mata pencaharian utama penduduk Indonesia. Walaupun pemanfaatan energi angin dapat dilakukan di mana saja, daerah-daerah yang memiliki potensi energi angin yang tinggi tetap perlu diidentifikasi lebih lanjut agar pemanfaatan energi angin ini lebih tepat guna dan dinilai lebih kompetitif dibandingkan dengan energi alternatif lainnya. Menurut data yang dilansir oleh Direktorat Jenderal EBTKE pada tahun 2014, Indonesia memiliki potensi sumber daya angin sebesar 970 MW dan baru 0.002% dari kapasitas total (1,96 MW) yang terpasang. Pemanfaatan energi alternatif angin sebagai pembangkit listrik berkembang dengan pesat baik di dunia maupun di Indonesia. Tercatat pada tahun 2018, tiga buah unit PLTB yang telah memenuhi COD (*Commercial Operation Date*) mampu menghasilkan 315 MW. Namun angka ini masih cukup jauh dari potensi yang dimiliki. Melihat data yang dilansir oleh BPS (Badan Pusat Statistik), kecepatan angin di Indonesia berkisar dari 4 m/s s.d 6 m/s. Dengan demikian, Indonesia membutuhkan turbin yang dapat beroperasi secara optimal pada kecepatan angin tersebut. Turbin yang cocok dengan kecepatan angin ini serta kondisi geografis Indonesia adalah turbin Savonius.

Turbin angin merupakan sebuah mesin yang dilengkapi dengan sudu yang berputar guna mengonversi energi kinetik menjadi energi listrik. Turbin angin apabila diklasifikasikan berdasarkan arah sudunya, terbagi menjadi dua jenis yaitu turbin angin horizontal (*Horizontal Axis Wind Turbines*) dan turbin angin vertikal (*Vertical Axis Wind Turbines*). Turbin angin ini memiliki prinsip kerja memanfaatkan perbedaan kecepatan aliran udara antar sudunya yang kemudian menyebabkan daerah depan sudu bertekanan tinggi sedangkan daerah belakang sudu

bertekanan rendah. Perbedaan tekanan inilah yang menyebabkan perputaran sudu pada turbin. Turbin angin horizontal lebih umum digunakan karena memiliki efisiensi yang lebih baik dibandingkan jenis vertikal untuk aliran laminer dengan kecepatan tinggi. Namun, jenis turbin ini tidak kompatibel saat dihadapkan dengan aliran angin yang kecepatan dan arahnya berubah - ubah atau tidak pasti. Turbin Savonius sendiri merupakan turbin angin vertikal yang mampu beroperasi dengan baik pada lingkungan dengan aliran angin yang berkecepatan rendah dan arahnya berubah - ubah. Di lain sisi, turbin Savonius memiliki potensi mekanikal yang cocok dimanfaatkan di sektor pertanian. Karena Indonesia memiliki karakteristik angin yang tidak tentu kecepatan dan arahnya, serta kecepatannya relatif rendah, maka dapat dikatakan bahwa turbin Savonius merupakan salah satu pilihan tepat sebagai media pemanfaatan sumber daya angin. Turbin Savonius merupakan turbin angin vertikal dengan geometri sudu dan sistem turbin yang sederhana, hanya melibatkan dua buah sudu dengan arah putar yang berlawanan. Konstruksi yang sederhana turut menambah keunggulan Savonius berupa biaya pembuatan yang relatif rendah serta minim kebisingan. Turbin ini juga memiliki beberapa opsi konfigurasi dan komponen-komponennya lebih tahan akan keausan. Namun, dari segi efisiensi, turbin Savonius memiliki efisiensi paling rendah jika dibanding dengan turbin jenis lainnya, sehingga diperlukan penelitian lebih lanjut untuk meningkatkan performa dari turbin Savonius ini. Pada paragraf-paragraf selanjutnya, akan dijelaskan penelitian - penelitian terdahulu tentang peningkatan performa turbin Savonius.

Tsutsui & Igarashi (2002) dengan menggunakan silinder pengganggu yang diletakkan di depan silinder utama. Diameter silinder utama (D) yang digunakan sebesar 40 mm dan diameter silinder pengganggu (d)

sebesar 1 s.d. 10 mm. Jarak antara pusat silinder utama dan pusat silinder pengganggu (L) adalah 50 s.d. 120 mm. Penelitian ini menggunakan variasi L/D, d/D serta bilangan Reynolds sebesar $1,5 \times 10^4$ s.d. $6,2 \times 10^4$. Hasil yang diperoleh dari penelitian ini adalah penurunan nilai *pressure drag coefficient* (CD) berbanding terbalik dengan peningkatan bilangan Reynolds dan d/D serta seiring dengan penurunan L/D.

M.A. Kamoji, et al (2008) yaitu studi eksperimen pada turbin Savonius konvensional. Penelitian ini membahas pengaruh jumlah *stage*, *stage aspect ratio* (h/D), *rotor aspect ratio* (H/D) dan bilangan Reynolds terhadap performa turbin angin Savonius. Dari hasil eksperimen didapatkan hasil untuk *single stage*, *coefficient of power* terbesar adalah 17.1% di TSR optimum 0.78 dengan *blockage ratio* 28% pada Re 120.000. Pada pengujian pengaruh *rotor aspect ratio*, *coefficient of power* dari *single stage* (15.7%) lebih besar jika dibandingkan *two stage* (12.5%) dan *three stage* (12.2%) dengan TSR optimum untuk semua *stage* kurang lebih sama.

N.H. Mahmoud, et al (2010) melakukan penelitian pada turbin angin Savonius dengan melibatkan variasi geometri untuk menentukan parameter operasional yang paling efektif. Variasi geometri yang digunakan pada penelitian ini adalah variasi banyak sudu yaitu 2 sudu, 3 sudu, 4 sudu dan variasi banyak *stages* yaitu *single stage* dan *double stages*. Variabel lain yang dilibatkan adalah *overlap ratio* sebesar 0 hingga 0,35, *aspect ratio* sebesar 0,5 hingga 5, dan keberadaan dari *end plates*. Penelitian ini memberikan hasil yaitu turbin dengan sudu sebanyak dua lebih efisien dibandingkan turbin dengan sudu tiga dan sudu empat. Turbin dengan *end plates* memiliki efisiensi lebih tinggi dibanding turbin tanpa *end plates*. Performa turbin *double stages* lebih tinggi dibanding turbin *single stage*. Turbin tanpa *overlap ratios* beroperasi lebih baik daripada

turbin dengan *overlap ratio*. Penelitian ini juga menunjukkan bahwa kenaikan *aspect ratio* berbanding lurus dengan kenaikan *Coefficient of Power* (CoP).

Riza Umami (2019) melakukan penelitian untuk meningkatkan kinerja turbin angin Savonius dengan penempatan silinder sirkular di depan *returning blade* turbin yang diharapkan akan dapat mengurangi gaya *drag* pada sisi *returning blade* turbin angin Savonius. Penelitian dilakukan menggunakan turbin angin Savonius dua sudu dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 165 mm dan tinggi (H) sebesar 213 mm. Penelitian ini melibatkan sebuah pengganggu berbentuk silinder dengan diameter (d) sebesar 82,6 mm dan tinggi (t) sebesar 500 mm. Rasio diameter pengganggu terhadap diameter sudu turbin (d/D) yang digunakan pada penelitian ini adalah sebesar 0,5 dan variasi jarak antar pusat benda uji terhadap diameter turbin S/D sebesar 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; 2,6 dengan variasi bilangan Reynolds sebesar $9,6 \times 10^4$; $13,4 \times 10^4$ dan $17,3 \times 10^4$. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin dengan posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,8$ paling efektif meningkatkan nilai *coefficient of power* maksimum pada bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$ yaitu terjadi kenaikan sebesar 46,38%. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin dengan posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,8$ paling efektif meningkatkan nilai *coefficient of moment* maksimum pada bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$ yaitu terjadi peningkatan *coefficient of moment* maksimum sebesar 63,71%. Pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin dengan posisi $y/D = 0,5$ dan jarak $S/D = 1,8$ untuk bilangan Reynolds $9,6 \times 10^4$; $13,4 \times 10^4$ dan $17,3 \times 10^4$ menyebabkan turbin angin Savonius memiliki *self starting* pada semua posisi angular sudu.

Gunawan Sakti (2019) melakukan studi eksperimen dan studi numerik terhadap upaya peningkatan performa turbin angin Savonius dengan meletakkan

silinder pengganggu tipe I di depan *returning/convex blade* turbin pada jarak S/D 1.4. Pengujian dilakukan pada aliran angin dengan $Re = 9.9. \times 10^4$. Studi numerik dilakukan menggunakan ANSYS *Fluent* 19.1. Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa peletakkan silinder pengganggu, menurut hasil studi eksperimen sanggup menaikkan CoP dari 17.7% menjadi 21.8% sedangkan menurut hasil studi numerik sanggup menaikkan CoP dari 17.3% menjadi 21.7%. Selisih hasil antara studi eksperimen dan studi numerik tidak melebihi *uncertainty value* sehingga dapat dikatakan bahwa studi eksperimen berhasil divalidasi oleh studi numerik yang dilakukan.

Penelitian lebih lanjut mengenai upaya peningkatan performa turbin Savonius masih perlu terus dilakukan agar *output* yang dihasilkan lebih maksimal. Dalam penelitian ini akan dilibatkan komponen tambahan berupa silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* turbin Savonius sebagai upaya peningkatan performa turbin Savonius. Variasi variabel dalam penelitian ini yang menjadi pembeda dengan penelitian - penelitian sebelumnya adalah adanya variasi kecepatan aliran angin. Variasi variabel kecepatan aliran angin digunakan untuk mendapatkan nilai optimum *tip speed ratio* yang menghasilkan *coefficient of power* maksimum.

1.2. Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin vertikal yang memiliki geometri sudu sederhana berupa dua buah sudu dengan bentuk setengah lingkaran. Kedua sudu tersebut disebut sebagai *advancing blade* dan *returning blade*. Ketika angin melewati sebuah turbin angin Savonius maka akan timbul gaya *drag* pada permukaan setiap sudunya. Gaya *drag* dari *advancing*

blade, sudu yang menghadap aliran angin dan berprofil cekung, lebih besar daripada gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*, sudu yang membelakangi arah aliran angin dan berprofil cembung. Selisih gaya *drag* ini adalah penyebab turbin dapat bergerak. Perbedaan *drag force* berpengaruh pada daya *output* dan efisiensi turbin. Semakin besar perbedaan *drag force*, semakin besar selisih torsi yang dihasilkan yang kemudian berakibat kenaikan daya yang dihasilkan. Maka dari itu, timbulah upaya menempatkan silinder pengganggu di depan *returning blade* yang akan menurunkan gaya *drag* pada sisi *returning blade* yang pada akhirnya akan berpengaruh dalam menaikkan daya turbin.

Pada penelitian ini terdapat tiga hipotesa awal yang digunakan sebagai acuan. Ketiga hipotesis awal tersebut adalah sebagai berikut:

1. Dengan menempatkan sebuah silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius, diduga akan menurunkan tekanan di depan *returning blade* turbin Savonius. Hal ini menyebabkan selisih tekanan antara bagian depan dan bagian belakang *returning blade* turbin Savonius (ΔP) lebih kecil dari selisih tekanan pada turbin Savonius tanpa silinder pengganggu. Ketika selisih tekanan menurun, maka *pressure drag* pada *returning blade* akan turut menurun. Penurunan *pressure drag* pada *returning blade* menyebabkan perbedaan torsi (ΔT) antara kedua *blade* mengalami kenaikan yang akhirnya akan berakibat pada kenaikan daya output.
2. Dengan menempatkan sebuah silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius, diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu akan mengintervensi aliran

pada permukaan *returning blade*, yang mengakibatkan proses transisi *boundary layer* laminar menuju *boundary layer* turbulen terjadi lebih cepat. Aliran turbulen memiliki profil kecepatan yang tumpul sehingga memiliki kecepatan yang tinggi. Kecepatan yang tinggi menyebabkan aliran lebih tahan terhadap gesekan dan *adverse pressure*. Dengan demikian, titik separasi yang terjadi akan mundur dan menyebabkan *wake* yang ditimbulkan menjadi lebih kecil. Hal ini kemudian mengakibatkan *drag force* (F_D) pada *returning blade* ikut menurun, Penurunan *drag force* menyebabkan perbedaan torsi (ΔT) antara kedua *blade* mengalami kenaikan, yang akhirnya akan berakibat pada kenaikan daya output.

3. Berbekal dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, ketika kecepatan aliran angin yang dilewatkan turbin angin diperbesar, maka mengakibatkan kenaikan gaya *drag advancing blade* dan kecepatan putaran poros turbin. Hal ini menyebabkan nilai *Coefficient of Power* terus meningkat hingga mencapai titik maksimum, yang kemudian menurun akibat adanya kerugian – kerugian yang terjadi. Dengan demikian, dalam percobaan ini dilibatkan variasi kecepatan angin sebesar 3 m/s; 4 m/s; 5 m/s; 6 m/s; 7 m/s; 8 m/s; 9 m/s digunakan untuk mendapatkan nilai kecepatan optimum yang menghasilkan *Coefficient of Power* terbesar.

Ketiga hipotesis di atas akan dibuktikan melalui penelitian ini, dimana akan dilibatkan satu unit turbin angin Savonius dengan konstruksi sederhana. Turbin angin Savonius tersebut terdiri dari: dua sudu dengan geometri setengah lingkaran yang berfungsi sebagai *advancing blade* (sudu

yang arah putarannya searah dengan arah aliran angin) dan *returning blade* (sudu yang arah putarannya berlawanan dengan arah aliran angin), poros dan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5. Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah variasi kecepatan angin sebesar 3,8 m/s; 4,4 m/s; 5 m/s; 6 m/s; 7 m/s; 8 m/s; 9 m/s serta variasi rasio antara jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap sudut turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,4.

Untuk memperkuat hipotesis terkait *boundary layer*, dikatakan oleh **Frank P. Incropera & Theodore L. B. (2011)** dalam buku "*Introduction to Heat Transfer*" bahwa ketika suatu aliran fluida dengan bilangan Reynolds $\leq 2 \times 10^5$ melewati silinder pejal maka *boundary layer* laminar akan terbentuk. Dengan menggunakan diameter silinder pengganggu (d) sebagai panjang karakteristik, didapatkan *range* bilangan Reynolds sebesar $0,19 \times 10^5$ s.d. $0,47 \times 10^5$ dimana nilai ini $\leq 2 \times 10^5$. Hal ini mengindikasikan bahwa untuk semua variasi kecepatan angin, *boundary layer* yang terbentuk pada silinder pengganggu adalah *boundary layer* laminar dan daerah *wake* yang terbentuk di antara sisi belakang silinder pengganggu dan sisi depan *returning blade* menyebabkan penurunan tekanan di depan *returning blade* mengalami penurunan. Selanjutnya, dengan menggunakan diameter turbin (L) sebagai panjang karakteristik, didapatkan *range* bilangan Reynolds sebesar $0,74 \times 10^5$ s.d. $1,75 \times 10^5$ dimana nilai ini $\leq 2 \times 10^5$. Hal ini mengindikasikan bahwa untuk semua variasi kecepatan angin, *boundary layer* yang terbentuk pada sisi depan *returning blade* turbin adalah *boundary layer* laminar. *Boundary layer* inilah yang selanjutnya akan diganggu oleh *shear layer reattachment* dari silinder pengganggu sehingga transisi ke turbulen

terjadi lebih cepat dan kemudian selanjutnya menyebabkan titik separasi mundur dan daerah *wake* mengecil. Kedua fenomena yang terjadi akibat *boundary layer* laminar untuk masing – masing benda uji (silinder pengganggu dan turbin) menyebabkan terjadinya peningkatan torsi dan daya turbin.

Pada dasarnya, penelitian ini merupakan penelitian kelompok yang berkelanjutan dari tahun ke tahun. Pada tahun 2018 dilakukan penelitian dengan *aspect ratio* turbin yang sama yaitu 1 untuk mencari variasi y/D optimum. Selanjutnya pada awal tahun 2019 dilakukan penelitian yang sama namun dengan *aspect ratio* turbin yang berbeda yaitu 0.7 untuk mencari variasi S/D optimum, sedangkan di akhir 2019 dilakukan penelitian kembali dengan turbin ber-*aspect ratio* 1 untuk mencari variasi d/D optimum. Maka pada penelitian kali ini di tahun 2020 dicari kecepatan optimum serta variasi S/D ini perlu diinvestigasi kembali untuk turbin dengan *aspect ratio* 1. Terdapat dua hal yang mendasari mengapa menggunakan S/D 1.4. Hal yang pertama adalah pada penelitian 2019 awal, didapatkan hasil bahwa S/D optimum terjadi pada range 1,4 s.d. 1.8, maka perlu dilakukan pengujian untuk S/D 1.4 pada turbin dengan *aspect ratio* 1 karena perubahan *aspect ratio* mungkin dapat mengakibatkan pergeseran S/D optimum. Hal yang kedua adalah penelitian oleh **J. J. Wang et al. (2006)**, tentang peletakkan silinder pengganggu di depan silinder sirkular, menunjukkan hasil bahwa penurunan *pressure drag* terbesar pada silinder utama terjadi pada S/D (dalam jurnal disebut sebagai L/D) 1 s.d. 2.5.

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran eksternal
2. Aliran yang mengalir adalah *steady*, *incompressible*, dan *uniform*
3. Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5
4. *Aspect ratio* (H/L) = 1
5. Variasi rasio antara jarak pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,4
6. Variasi kecepatan angin sebesar 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin terhadap performa turbin angin Savonius. Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin (d/D) yang digunakan adalah 0,5. Dua variabel bebas yang dilibatkan dalam penelitian ini adalah rasio jarak pusat turbin dengan pusat silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin angin dan kecepatan aliran angin. Variasi variabel pertama (S/D) sebesar 1,4 dan variasi variabel kedua sebesar 3,8 m/s, 4,4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s, 9 m/s. Performa turbin angin Savonius dapat diketahui dengan :

1. Mengukur torsi statis dan torsi dinamis turbin angin Savonius
2. Menghitung *coefficient of power* (COP) turbin angin Savonius
3. Menghitung *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius terhadap torsi statis, torsi dinamis, *coefficient of power* (CoP) dan *coefficient of moment* (C_M) turbin Savonius.

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Turbin Angin

Turbin angin merupakan salah satu komponen pembangkit energi terbarukan yang memanfaatkan segala potensi yang terkandung pada angin. Awalnya, turbin angin ini merupakan komponen pengonversi energi kinetik menjadi energi mekanik. Namun dewasa ini, turbin angin modern mengonversi energi kinetik menjadi energi listrik. Turbin angin memiliki ciri geometris khas yaitu bersudu. Cara turbin mengonversi potensi angin adalah dengan memanfaatkan interaksi antara angin dengan geometri sudu turbin. Sudu-sudu turbin didesain sedemikian rupa agar dapat menghambat arah aliran angin yang mengenai turbin tersebut sehingga muncul gaya drag yang akan menimbulkan perputaran poros turbin. Perputaran poros turbin menghasilkan energi mekanik yang kemudian ditransmisikan ke komponen selanjutnya yaitu generator sehingga menghasilkan energi listrik. Komponen-komponen utama penyusun turbin angin terdiri dari rotor, blade, generator. Berdasarkan sumbu putarnya, turbin diklasifikasikan menjadi dua jenis turbin yaitu *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan *Vertical Wind Turbine* (VAWT).

2.1.1. Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)

Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) merupakan jenis turbin angin yang letak komponen porosnya sejajar dengan arah datangnya aliran angin, sedangkan letak komponen *blade*-nya tegak lurus dengan arah datangnya aliran angin. Turbin jenis ini berdiameter besar memiliki geometri sudu berbentuk *airfoil* dan berdiameter besar. Berangkat

dari kebutuhan jenis turbin ini yaitu untuk menggerakkan sudu - sudunya dibutuhkan kecepatan angin yang tinggi, maka penempatan turbin ini biasanya di dataran tinggi dan atau melibatkan menara dalam konstruksinya. Pada puncak menara, diletakkan komponen poros utama dan generator. Pada aliran angin berkecepatan sedang, rotor turbin angin diarahkan ke arah datangnya angin dan melibatkan pengaturan letak *blade* sederhana, sedangkan pada aliran angin berkecepatan tinggi digunakan komponen sensor angin dan motor yang berfungsi untuk mengubah - ubah arah rotor mengikuti arah datang aliran angin.

Jenis turbin ini kompatibel untuk lingkungan yang memiliki kecepatan angin sedang hingga tinggi. Keunggulan utama turbin jenis ini adalah memiliki efisiensi energi yang cukup besar melebihi efisiensi turbin jenis vertikal, sehingga turbin horisontal digunakan secara luas. Selain itu, turbin jenis ini juga relatif lebih stabil, bekerja lebih baik pada aliran angin yang fluktuatif, dan lebih mudah terjadi *furling*.

Namun, di lain sisi turbin angin horisontal juga memiliki beberapa kekurangan. Turbin ini membutuhkan komponen komponen rumit dan mekanisme khusus, contohnya *yaw drive* yang mana membuat proses manufaktur dan instalasi menjadi lebih susah. Di samping itu, ketika dilibatkan generator dan *gearbox* yang berat dibutuhkan struktur yang lebih kuat. Pelibatan komponen menara menyebabkan biaya pembuatan dan perawatan yang cukup tinggi.



Gambar 2. 1 Horizontal Axis Wind Turbine (Md. Rabiul Islam, 2018)

2.1.2. Vertical Axis Wind Tubine (VAWT)

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) merupakan jenis turbin angin yang letak komponen porosnya tegak lurus dengan arah datangnya aliran angin, sedangkan letak komponen *blade*-nya sejajar dengan arah datangnya aliran angin. Apabila dibandingkan dengan turbin horisontal, turbin vertikal memiliki konstruksi yang lebih sederhana karena tidak membutuhkan komponen menara. Turbin jenis ini cocok dan biasa digunakan pada lingkungan dengan aliran angin yang berkecepatan rendah dan memiliki arah yang bervariasi. Turbin vertikal dibagi lagi menjadi dua jenis turbin yaitu turbin Savonius dan turbin Darious. Hal yang membedakan keduanya adalah prinsip gaya yang diterapkan dimana turbin Savonius memanfaatkan prinsip *drag*, sedangkan turbin Darious menggunakan prinsip *lift*.

Keunggulan utama yang dimiliki oleh turbin jenis vertikal ini adalah dapat bekerja

dengan baik pada aliran angin yang berkecepatan rendah dan dapat digerakkan oleh angin dari berbagai arah. Hal ini menyebabkan, peletakkan turbin ini dekat dengan *ground* dan tidak membutuhkan *yaw drive*. Sehingga dari segi biaya pembuatan, turbin jenis ini jauh lebih murah. Karena peletakkan yang dekat dengan *ground* sehingga komponen komponen yang berat seperti *gearbox* dan generator dapat diletakkan dekat dengan, struktur turbin yang dibutuhkan lebih sederhana. Peletakkan ini juga menguntungkan untuk proses perawatan. Pada turbin jenis ini, *pitch control* juga tidak dibutuhkan.

Meskipun memiliki banyak kelebihan, turbin vertikal juga memiliki sederet kekurangan. Hal yang menjadi kekurangan utama pada turbin jenis vertikal adalah efisiensinya yang rendah. Secara general, turbin vertikal juga tidak dapat melakukan *self-starting* sehingga membutuhkan tambahan motor untuk menginisiasi perputaran awal. Struktur turbin jenis vertikal terkadang membutuhkan *guy wires* dalam konstruksinya yang mana komponen ini dapat menyebabkan ketidaknyamanan pada proses instalasi dan perawatan.



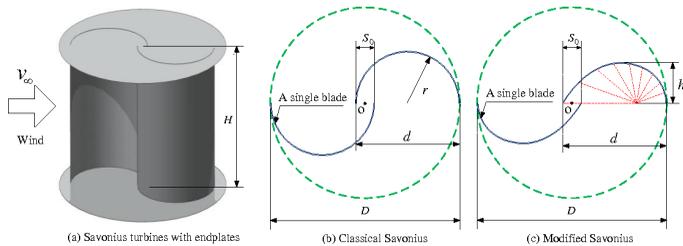
Gambar 2. 2 Vertical Axis Wind Turbine (Md. Rabiul Islam, 2018)

2.2. Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius adalah turbin angin jenis vertikal sederhana yang pertama kali dikemukakan oleh Sigurd J. Savonius, seorang arsitek dan *inventor* asal Finlandia. Turbin ini dikatakan turbin vertikal berkonstruksi sederhana karena struktur sudunya hanya berupa silinder yang dibagi dua secara vertikal yang kemudian disatukan di salah satu ujungnya. Sudu pada turbin Savonius ini dibagi menjadi dua jenis yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* merupakan sudu yang arah cekungannya menghadap arah aliran angin, sedangkan *returning blade* merupakan sudu yang arah cekungannya membelakangi arah aliran angin.

Turbin Savonius beroperasi dengan memanfaatkan prinsip gaya *drag*, namun gaya *lift* juga turut berkontribusi terhadap energi mekanik yang ditransmisikan ke *shaft*. Turbin Savonius berputar akibat adanya perbedaan *drag force* pada masing masing sudunya. Perbedaan besar *drag*

force yang diterima oleh masing masing *blade* menyebabkan adanya torsi. Sehingga semakin besar perbedaan *drag force* antara dua *blade* akan memperbesar torsi yang dihasilkan. Turbin jenis ini memiliki keunggulan konstruksi yang sederhana dan dapat menerima angin dari berbagai arah serta dapat beroperasi pada kecepatan yang relatif rendah. Namun, efisiensi turbin jenis ini dapat dikatakan jauh lebih rendah dari turbin jenis lainnya.

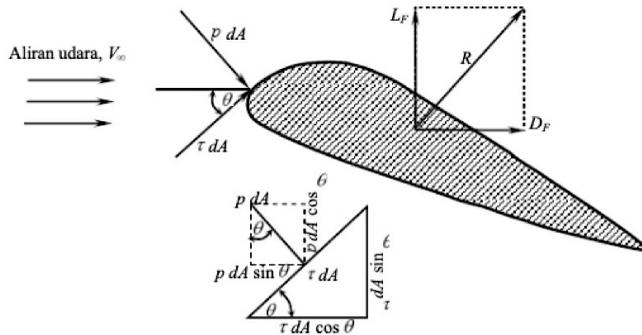


Gambar 2. 3 Savonius Wind Turbine (a) Savonius turbines with endplates (b) Classical Savonius (c) Modified Savonius (Baoshou Zang et al, 2017)

2.3. Gaya Drag

Suatu permukaan yang dialiri aliran *viscous* dan *incompressible* akan mengalami berbagai macam gaya aerodinamika. Gaya gaya tersebut dihasilkan oleh interaksi antara aliran fluida dengan permukaan benda yang dialiri. Gaya - gaya inilah yang berperan penting dalam menentukan performa suatu alat atau sistem. Salah satu gaya yang kerap terjadi adalah gaya *drag*. Gaya *drag* adalah gaya hambat yang disebabkan adanya gesekan dan perbedaan kecepatan antara permukaan dengan aliran fluida. Gaya *drag* merupakan vektor yang memiliki nilai dan arah. Arah gaya *drag* sejajar dan berlawanan arah dengan arah aliran fluida. Hal hal yang mempengaruhi besarnya gaya *drag* adalah luasan permukaan yang

menerima gaya *drag*, kecepatan aliran fluida, viskositas dan densitas fluida.



Gambar 2. 4 Skema gaya drag dan gaya lift (J. D. Anderson, 2001)

Gambar 2.4 merupakan skema terjadinya gaya *drag* dan gaya *lift* dimana dA merupakan luasan permukaan yang dikenai kedua gaya tersebut. Gaya *drag* total merupakan resultan dari friction drag (F_{Df}) dan *pressure drag* (F_{Dp}). Friction drag (F_{Df}) adalah gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas (tegangan geser antara permukaan solid dan aliran fluida) atau secara matematis merupakan integrasi dari seluruh permukaan benda terhadap gaya τdA , sedangkan *pressure drag* (F_{Dp}) adalah gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan pada arah normal terhadap permukaan di seluruh titik atau secara matematis merupakan integrasi dari seluruh permukaan benda terhadap gaya $p dA$. Gaya hambat total dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = F_{Df} + F_{Dp} \quad (2.1)$$

$$F_D = \int \tau dA \sin \theta + \int p dA \cos \theta \quad (2.2)$$

Secara umum gaya drag dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \quad (2.3)$$

dimana:

F_D : gaya *drag* (N)

C_D : *coefficient drag*

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

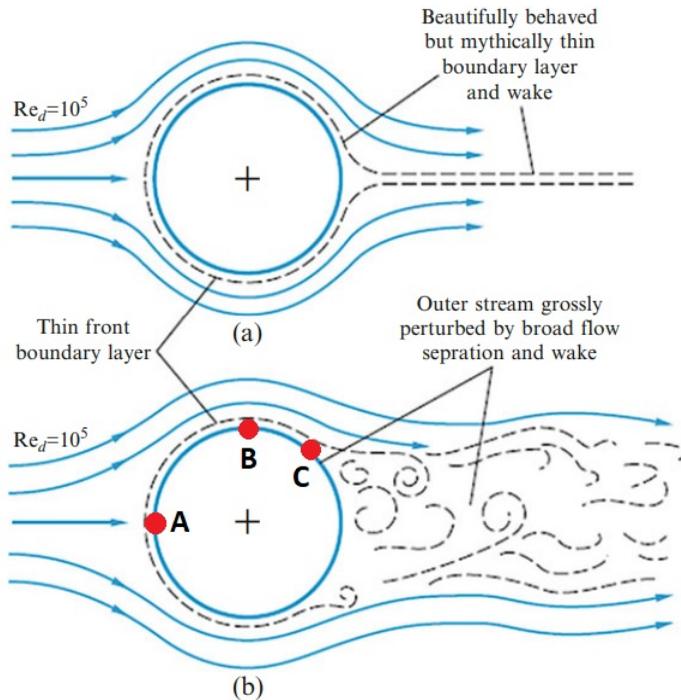
V : kecepatan aliran fluida (m/s)

A : *frontal area* (m^2)

2.4. Aliran Melintasi Sebuah Silinder Sirkular

Ketika aliran fluida mengenai sebuah bodi atau permukaan, garis arus atau yang biasa disebut *streamline* akan terbentuk di sekeliling bodi atau permukaan tersebut. Garis arus (*streamline*) adalah sembarang garis yang paralel terhadap kecepatan lokal aliran fluida. Kondisi suatu aliran akan bergantung pada kontur bodi atau permukaan yang dilewatinya. Profil kecepatan aliran fluida akan berdeformasi akibat adanya gesekan antara fluida dengan permukaan bodi.

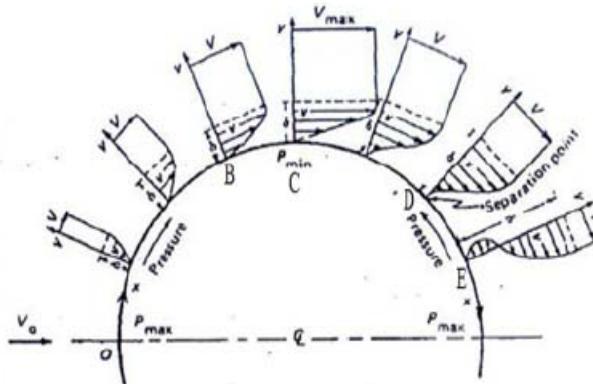
Hal yang tidak kalah penting pengaruhnya terhadap suatu aliran fluida adalah viskositas atau kekentalan fluida. Berdasarkan tingkat viskositasnya, aliran dibagi menjadi dua yaitu aliran *viscous* dan aliran *inviscid*. Aliran *viscous* merupakan suatu kondisi aliran dimana viskositas fluida memiliki pengaruh yang signifikan terhadap aliran sehingga mampu menghasilkan tegangan geser pada permukaan yang dilewatinya. Sedangkan aliran *inviscid* adalah suatu kondisi aliran dimana viskositas fluidanya dianggap nol sehingga dapat dikatakan bahwa tidak ada pengaruh tegangan geser terhadap aliran fluida. Gaya *drag* pada aliran yang melintasi silinder sirkular disebabkan adanya efek *viscous*.



Gambar 2. 5 Skema aliran melewati bola pejal (Bahman Zohuri, 2017)

Gambar 2.25 (a) merupakan aliran *inviscid*, sedangkan (b) adalah aliran *viscous*. Pada gambar 2.5 (a) *boundary layer edge* tidak terbentuk sehingga tidak ada *wake* yang terbentuk, sedangkan pada gambar 2.5 (b), *boundary layer edge*, garis yang menjadi batas antara daerah *viscous* dan *inviscid* terbentuk sehingga timbul *wake* di belakang silinder. Pada gambar 2.5 (b) terdapat beberapa titik penting yang menjadi transisi properti dari aliran fluida. Titik A merupakan titik stagnasi, dimana pada titik ini aliran fluida menabrak permukaan silinder secara langsung sehingga pada titik ini kecepatan aliran sama dengan nol dan memiliki tekanan maksimum. Dari titik A ini pula

boundary layer edge mulai terbentuk. Titik kritis selanjutnya adalah titik B dimana pada titik B, kecepatan aliran fluida mencapai nilai maksimumnya sedangkan tekanannya mencapai nilai minimum. Proses separasi terjadi pada titik C, yaitu pada titik separasi. Pada titik ini momentum aliran tidak mampu melawan tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sehingga timbul *back flow*. Karenanya, *boundary layer* bagian atas dan bagian bawah terpisah dan menimbulkan suatu daerah baru bertekanan rendah yang disebut *wake*. Lebar dari *wake* ini tergantung pada posisi titik separasi. Aliran turbulen memiliki kemampuan melawan tegangan geser dan *adverse pressure gradient* sehingga titik separasi terletak lebih ke belakang bodi yang menyebabkan daerah *wake* yang terbentuk lebih sempit. Maka dapat dikatakan bahwa, peningkatan bilangan Reynolds dapat menunda terjadinya separasi dan pada akhirnya akan memperkecil daerah *wake*.



Gambar 2. 6 Skema profil kecepatan aliran fluida melewati silinder (Hasbi, 2009)

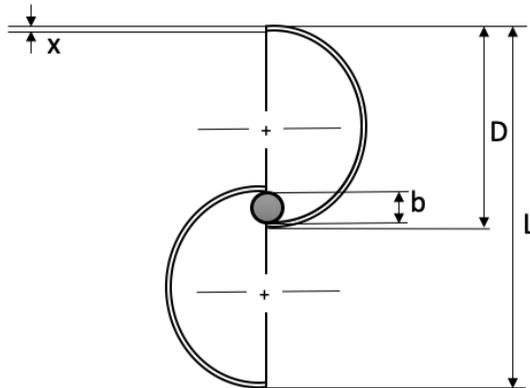
2.5. Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds merupakan bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk mengklasifikasikan sistem fluida (dimana pengaruh viskositas terhadap aliran dianggap signifikan) dalam mengontrol kecepatan atau pola aliran fluida. Bilangan ini kerap digunakan untuk menentukan apakah sebuah aliran termasuk jenis aliran laminar atau turbulen. Bilangan ini merupakan rasio antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser aliran fluida. Batas nilai bilangan Reynolds dalam menentukan jenis aliran bervariasi bergantung pada geometri permukaan atau bodi yang dilewati oleh aliran fluida. Secara matematis, bilangan Reynolds didefinisikan sebagai:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.4)$$

dimana:

- Re : bilangan Reynolds
- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran fluida (m/s)
- L : panjang karakteristik (m)
- μ : viskositas dinamik (Ns/m)



Gambar 2. 7 Skema turbin angin Savonius

Berdasarkan geometri permukaan yang dilewati oleh aliran fluida, berikut nilai batasan bilangan Reynolds dalam pengklasifikasian jenis aliran:

Tabel 2. 1 Batasan bilangan Reynolds dalam pengklasifikasian jenis aliran berdasarkan geometri yang dilewati oleh aliran

Geometri yang dilewati aliran	Aliran Laminar	Aliran Turbulen
Pipa	$Re < 2300$	$Re > 2300$
Dua plat sejajar	$Re < 1400$	$Re > 1400$
Plat datar	$Re < 5 \times 10^5$	$Re > 5 \times 10^5$
Silinder	$Re < 2 \times 10^5$	$Re > 2 \times 10^5$

Dalam penelitian ini, panjang karakteristik yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$L = 2D - b - 2x \quad (2.5)$$

dimana:

- L : panjang karakteristik (m)
- D : diameter sudu (m)
- b : diameter poros (m)
- x : tebal sudu (m)

2.6. Torsi Statis

Torsi adalah gaya yang dapat menyebabkan suatu benda berotasi. Torsi merupakan vektor sehingga selain memiliki nilai, ia juga memiliki arah. Torsi merupakan perkalian antara besar gaya dengan panjang lengan atau jarak. Nilai torsi pada turbin dipengaruhi oleh besarnya gaya *drag* dan geometri sudu turbin, sehingga secara matematis dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T_s = F_D \cdot R \quad (2.6)$$

Apabila persamaan 2.3 disubstitusikan ke dalam persamaan 2.6 didapat rumus torsi statis turbin sebagai berikut:

$$T_s = \frac{1}{2} C_D \rho V^2 A R \quad (2.7)$$

dimana:

T_s : torsi statis turbin (N.m)

R : jari - jari turbin (m)

Pada percobaan ini, jari jari turbin (R) dapat dihitung melalui rumusan sebagai berikut:

$$R = \frac{L}{2} \quad (2.8)$$

$$R = \frac{2D - b - 2x}{2} \quad (2.9)$$

Untuk menjadikan torsi statis menjadi parameter yang universal, maka torsi statis dapat diubah menjadi parameter tak berdimensi yaitu berupa koefisien. Koefisien torsi statis dapat dihitung melalui perumusan berikut:

$$Cts = \frac{4T_s}{A \rho L U^2} \quad (2.10)$$

2.7. Coefficient of Power

Untuk mengukur performa dari suatu turbin, digunakan parameter yang bernama *Coefficient of Power*. *Coefficient of Power* merupakan rasio dari daya yang dihasilkan turbin terhadap daya yang diberikan oleh aliran fluida. Secara matematis, *Coefficient of Power* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$CoP = \frac{Pr}{Pt} \quad (2.11)$$

dimana:

CoP : *Coefficient of Power*

Pr : daya aktual yang dihasilkan turbin (watt)

Pt : daya teoritis yang diberikan aliran fluida (watt)

Untuk menghitung besar daya aktual yang dihasilkan turbin, digunakan *brake dynamometer*. Dari alat tersebut akan didapatkan nilai torsi dinamis yang dihasilkan oleh

aliran fluida pada turbin angin Savonius. Daya aktual turbin (P_r) dapat dihitung dengan persamaan berikut:

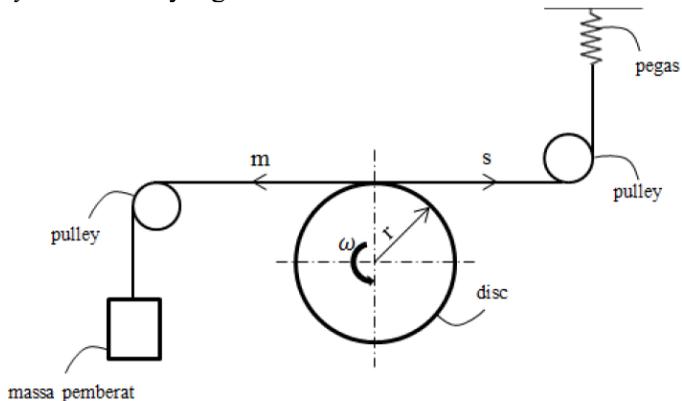
$$P_r = T_D \omega \quad (2.12)$$

dimana:

T_D : torsi dinamis dari *brake dynamometer* (Nm)

ω : kecepatan angular turbin (rad/s)

Nilai torsi dinamis (T_D) didapatkan dari pengukuran massa beban (m), pembacaan pada neraca pegas (s) dan jari - jari silinder yang menerima beban (r) melalui mekanisme *brake dynamometer*. Berikut skema mekanisme *brake dynamometer* yang dilibatkan:



Gambar 2. 8 Skema *brake dynamometer*

Dari mekanisme *brake dynamometer*, didapatkan nilai gaya yang bekerja pada poros turbin (F) dengan perhitungan sebagai berikut:

$$F = |m - s| g \quad (2.13)$$

dimana:

F : gaya yang bekerja pada poros turbin (N)

m : massa pemberat (kg)

s : massa yang terbaca pada neraca (kg)

g : gaya gravitasi (m/s^2)

Selanjutnya nilai torsi dinamis turbin dapat dihitung dengan perhitungan sebagai berikut:

$$T_D = F \cdot r \quad (2.14)$$

$$T_D = |m - s| g \cdot r \quad (2.15)$$

dimana:

r : jari - jari silinder yang menerima beban (m)

Nilai daya teoritis yang diberikan oleh aliran fluida (Pt) dapat dihitung melalui perhitungan sebagai berikut:

$$Pt = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (2.16)$$

dimana:

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

A : luas penampang (m^2)

U : kecepatan aliran fluida (m/s)

Luas penampang yang dimaksud pada percobaan ini merupakan luas permukaan turbin yang tegak lurus terhadap arah datangnya aliran angin. Luas penampang ini dapat dihitung sebagai berikut:

$$A = (2D - b - 2x) \cdot H \quad (2.17)$$

dimana:

D : diameter sudu turbin (m)

b : *overlap diameter* (m)

x : tebal sudu (m)

H : tinggi turbin (m)

Apabila persamaan 2.17 kemudian disubstitusikan ke dalam persamaan 2.16 akan didapatkan persamaan daya teoritis yang diberikan oleh aliran fluida (Pt) sebagai berikut:

$$Pt = \frac{1}{2} \rho (2D - b - 2x) \cdot H \cdot U^3 \quad (2.18)$$

Selanjutnya persamaan 2.12, 2.15 dan 2.17 disubstitusikan ke persamaan 2.11 akan didapatkan persamaan *coefficient of power* sebagai berikut:

$$CoP = \frac{|m-s| g r \omega}{\frac{1}{2} \rho (2D - b - 2x) \cdot H \cdot U^3} \quad (2.19)$$

Besarnya kecepatan putaran turbin angin Savonius diperoleh dengan perhitungan sebagai berikut:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.20)$$

dimana:

n : putaran sudu turbin angin Savonius (rpm)
 Sehingga dengan menggunakan persamaan 2.20, maka persamaan 2.19 menjadi sebagai berikut:

$$CoP = \frac{|m-s|g r \pi n}{15\rho (2D-b-2x) .H.U^3} \quad (2.21)$$

2.8. Tip Speed Ratio

Tip speed ratio merupakan rasio kecepatan tangensial turbin terhadap kecepatan aliran angin. Perbandingan tersebut kemudian dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} \quad (2.22)$$

dimana:

λ : *tip speed ratio*

ω : kecepatan sudut turbin (rad/s)

R : jari - jari turbin = L/2 (m)

U : kecepatan angin (m/s)

Parameter lain yang berhubungan erat dengan *tip speed ratio* adalah *coefficient of moment* (C_M). *Coefficient of Moment* (C_M) merupakan rasio antara torsi aktual rotor turbin terhadap torsi teoritis. Nilai parameter ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$C_M = \frac{2 T_D}{\rho A U^2 R} \quad (2.23)$$

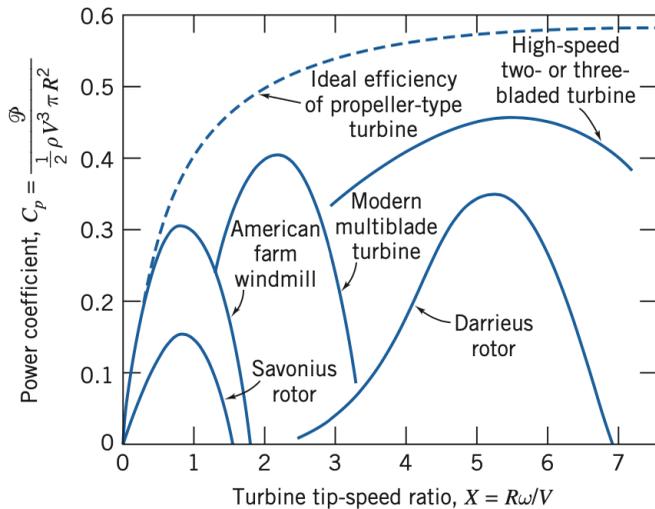
dimana:

T_D : torsi dinamis (Nm)

Hubungan antara *tip speed ratio* dan *coefficient of moment* adalah sebagai berikut:

$$C_M = \frac{CoP}{\lambda} \quad (2.24)$$

Hubungan ketiga parameter yang ditunjukkan pada persamaan 2.21 tertuang pada gambar grafik di bawah ini:



Gambar 2. 9 Grafik hubungan antara *coefficient of power* dan *tip speed ratio* untuk berbagai jenis turbin angin (Philip J. Pritchard, 2011)

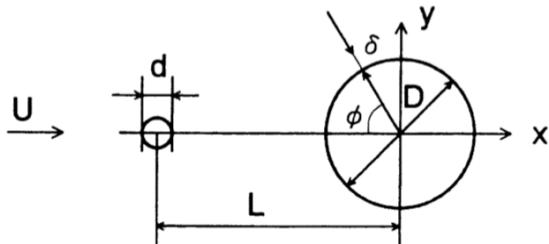
Melalui gambar 2.9, dapat dilihat bahwa hubungan antara *coefficient of power* (pada gambar disebut sebagai C_p) dan *tip speed ratio* (pada gambar disebut sebagai tsr) untuk masing masing turbin berbeda - beda. Titik awal atau titik mulai setiap grafik berbeda beda, begitu juga bentuk dan besar kelengkungan kurangnya. Namun, dari bermacam - macam grafik terlihat bahwa terdapat satu kesamaan yaitu nilai *coefficient of power* meningkat seiring kenaikan nilai *tip speed ratio* hingga mencapai suatu titik tertentu yang disebut titik optimum kemudian kembali menurun. Kenaikan nilai *coefficient of power* ini dibatasi oleh *Betz limits* sebesar 59%.

2.9. Penelitian Terdahulu

Studi referensi dari penelitian - penelitian terdahulu yang berkaitan dengan usaha meningkatkan performa turbin Savonius memiliki peran penting dalam penelitian ini sehingga dibutuhkan dalam menunjang penelitian ini. Berikut ini merupakan penjabaran dari penelitian - penelitian tersebut:

2.9.1. Studi Eksperimen Pengurangan Gaya *Drag* pada Aliran yang Melewati Silinder Sirkular dengan Penempatan Silinder Pengganggu

Pada penelitian yang dilakukan oleh T. Tsutsui & T. Igarashi (2002) ini, dilibatkan sebuah silinder pengganggu yang diletakkan pada sisi *upstream* dari aliran yang melewati sebuah bodi silinder sirkular. Pada penelitian ini, pengaruh diameter silinder pengganggu, jarak antara sumbu silinder pengganggu terhadap sumbu silinder sirkular, dan bilangan Reynolds aliran terhadap pengurangan *pressure drag* pada silinder sirkular diinvestigasi. Berikut ini merupakan skema benda uji penelitian ini.

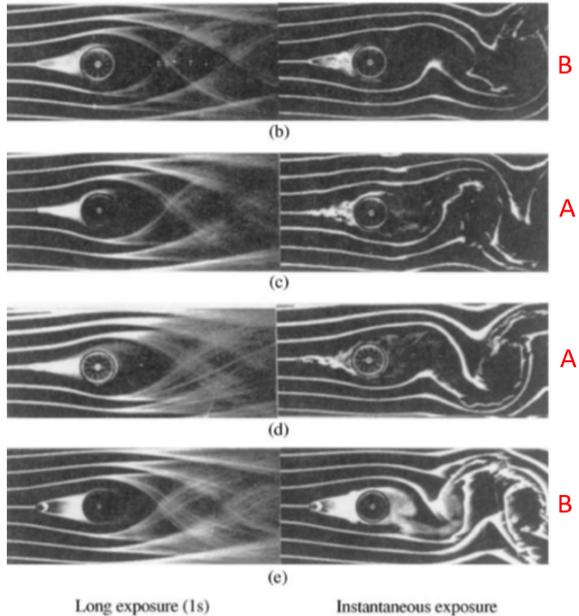


Gambar 2. 10 Skema benda uji (T. Tsutsui, 2002)

Eksperimen dilakukan pada *low-speed wind tunnel*. Diameter silinder sirkular (D) adalah

40 mm dan diameter silinder pengganggu (d) bervariasi dari 1 sampai 10 mm. Jarak antara sumbu silinder sirkular dengan sumbu silinder pengganggu (L) bervariasi dari 50 hingga 120 mm. Kecepatan aliran angin (U) bervariasi dari 4 hingga 24 m/s dan intensitas turbulensi pada *range* ini sebesar 0.4%. Serta variasi bilangan Reynold yang dilibatkan berkisar dari 1.5×10^4 sampai 6.2×10^4 . Visualisasi aliran menggunakan *smoke tunnel*.

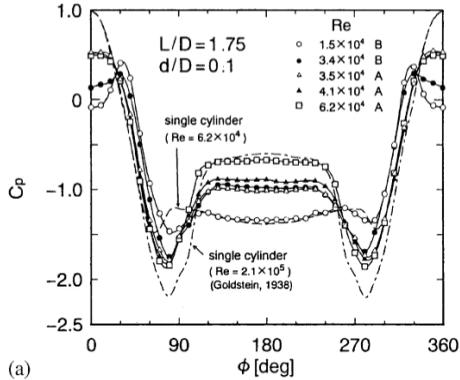
Dari percobaan ini, didapatkan dua jenis visual aliran untuk kasus dengan menempatkan silinder pengganggu yaitu pola A, pola aliran dengan *vortex shedding* dan pola B, pola aliran tanpa *vortex shedding*. Pada pola B, *shear layer* yang semula terpisah akibat mengenai silinder pengganggu kembali bertemu di bagian muka silinder sirkular dan di antara kedua silinder terjadi *quais-static vortex*. Pola aliran A berubah menjadi pola aliran B bersamaan dengan kenaikan bilangan Reynolds.



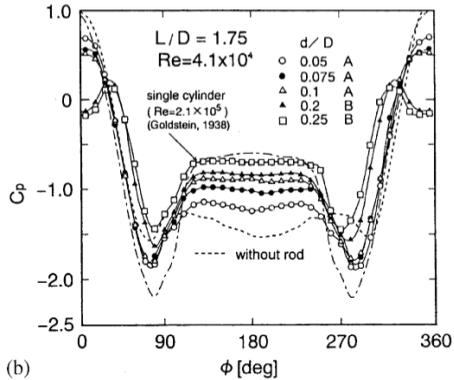
Gambar 2. 11 Visualisasi aliran untuk dengan silinder pengganggu (T. Tsutsui, 2002)

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa nilai *pressure drag coefficient* (C_p) menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds dan kenaikan d/D . Pada gambar 2.11(a), eksperimen dilakukan dengan memvariasikan nilai bilangan Reynolds untuk $L/D = 1.75$ dan $d/D = 0.1$ dan didapatkan hasil bahwa kenaikan bilangan Reynolds menyebabkan perubahan pola dari B ke A pada bilangan Reynold $3.4 \times 10^4 \sim 3.5 \times 10^5$ yang kemudian dapat menyebabkan mundurnya titik separasi sehingga *wake* yang terbentuk pada silinder sirkular mengecil dan pada akhirnya menyebabkan nilai C_p turun. Pada gambar 2.11

(b), eksperimen dilakukan dengan memvariasikan nilai d/D untuk $Re = 4.1 \times 10^4$ dan $L/D = 1.75$ dan didapatkan hasil bahwa kenaikan nilai d/D mengakibatkan penurunan nilai C_p .



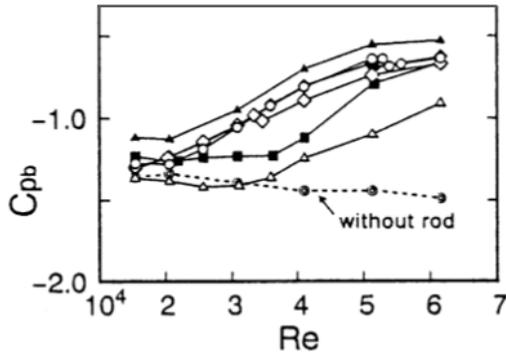
(a)



(b)

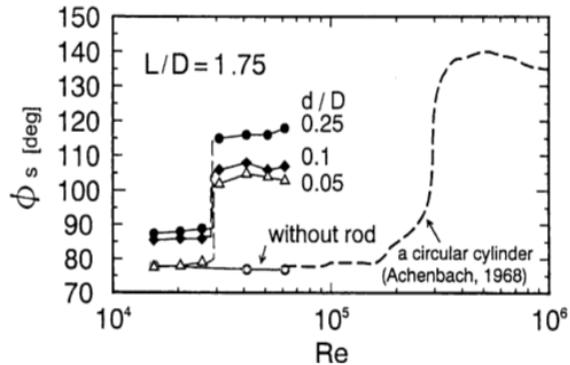
Gambar 2. 12 Distribusi tekanan pada silinder sirkular (T. Tsutsui, 2002)

(a) Pengaruh bilangan Reynolds (b) Pengaruh nilai d/D



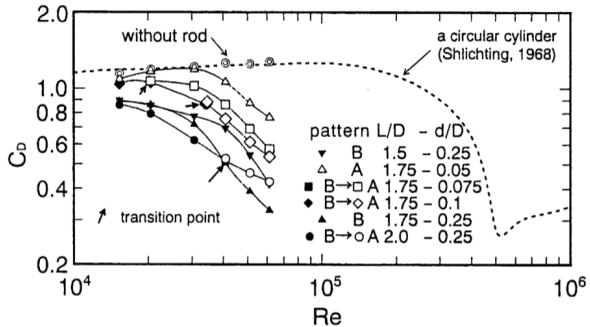
Gambar 2.13 Pengaruh Re terhadap base pressure coefficient (T. Tsutsui, 2002)

Peletakkan silinder pengganggu selain menaikkan tekanan pada bagian depan silinder sirkular juga menaikkan tekanan pada bagian belakang silinder sirkular seperti yang ditunjukkan oleh gambar 2.13. Menaikkan bilangan Re juga dapat menaikkan tekanan di belakang silinder sirkular. Selanjutnya pergeseran titik separasi pada silinder sirkular diinvestigasi lebih jauh. Ketika bilangan Reynolds mencapai di atas 3×10^4 , titik separasi mulai bergeser secara signifikan akibat terbentuknya gelembung separasi. Titik separasi yang semula pada 78° , setelah diberi silinder pengganggu bergeser menjadi 87.5° dan naik secara signifikan menjadi sekitar 116° s.d. 118° seiring kenaikan bilangan Re .



Gambar 2. 14 Pengaruh Re terhadap titik separasi (T. Tsutsui, 2002)

Kenaikan bilangan Reynolds berbanding lurus dengan kenaikan reduksi *coefficient of drag* (C_D). Kenaikan nilai *coefficient of drag* juga dipengaruhi oleh kenaikan d/D dan penurunan L/D . Reduksi *drag pressure* terjadi akibat penurunan tekanan di bagian muka silinder sirkular dan pergeseran titik separasi pada silinder sirkular. Sehingga dapat dikatakan bahwa, pola aliran B lebih efektif dari pada pola aliran A dalam hal mereduksi nilai *coefficient of drag*. Kondisi optimum untuk reduksi *pressure drag* untuk pola aliran B adalah $d/D = 0.25$, $L/D = 2$, $Re < 4.1 \times 10^4$ dan $d/D = 0.25$, $L/D = 1.75$, $Re > 4.1 \times 10^4$. Sebagai contoh nilai C_D pada $d/D = 0.25$, $L/D = 1.75$, $Re = 6.2 \times 10^4$ adalah 0.33 dan reduksi *pressure drag* sebesar 73% dibandingkan tanpa silinder pengganggu.



Gambar 2. 15 Pengaruh Re terhadap nilai C_D (T. Tsutsui, 2002)

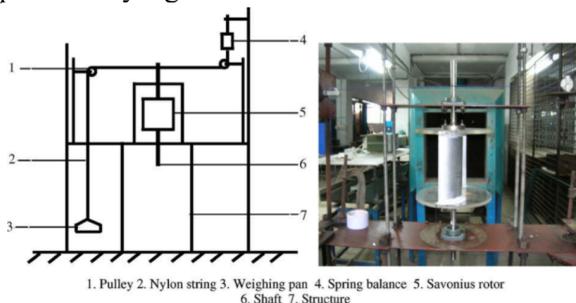
Nilai koefisien *total pressure drag* (C_{DT}) menurun seiring bertambahnya bilangan Reynolds. Kondisi optimum dicapai pada C_{DT} minimum yaitu 0.47 pada $d/D = 0.25$, $L/D = 1.75$, $Re = 6.2 \times 10^4$ dengan besar reduksi *drag pressure* total sebesar 63% dibandingkan dengan tanpa silinder pengganggu.

Dari penelitian ini, dapat disimpulkan bahwa dengan meletakkan silinder pengganggu di depan silinder sirkular dapat mereduksi *drag* yang terjadi dan penurunan *pressure drag* didominasi oleh kenaikan bilangan Reynolds.

2.9.2. Studi Eksperimen pada Single Stage, Two Stage dan Three Stage Conventional Savonius Rotor

Eksperimen selanjutnya dilakukan oleh **Kamoji et al (2008)**. Pada penelitian ini akan diinvestigasi pengaruh jumlah *stage* terhadap performa turbin angin Savonius, lebih tepatnya yang akan dilakukan adalah meneliti dan membandingkan performa *two stage* dan *three*

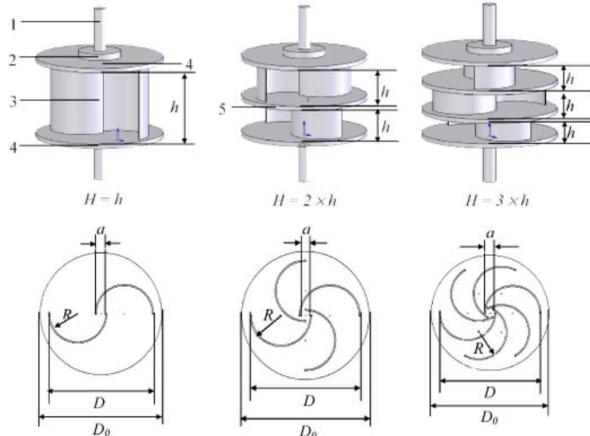
stage terhadap *single stage*. Berikut skema dari penelitian yang dilakukan:



Gambar 2. 16 Skema alat studi eksperimen
(Kamoji et al., 2008)

Penelitian ini dilakukan pada *open jet wind tunnel* yang diletakkan 750 mm di depan turbin. Pengukuran kecepatan angin menggunakan *pitot tube* yang disambungkan ke micromanometer, kecepatan putar turbin dengan *non-contact tachometer* dan torsi dengan *brake dynamometer*. Perhitungan torsi statis dilakukan untuk setiap kenaikan sudut putar sebesar 15° . Untuk *single stage*, turbin yang digunakan berdiameter 208 dengan *aspect ratio* 1.0, untuk *two stage* dengan *aspect ratio* 1.0 dan 2.0, serta *three stage* dengan *aspect ratio* 1.0 dan 3.0. Pada *two stage turbine*, turbin kedua diletakkan di atas turbin pertama dengan keadaan sudu awalnya digeser 90° terhadap turbin pertama. Pada *three stage turbine*, turbin kedua diletakkan di atas turbin pertama dengan keadaan sudu awalnya digeser 60° dari turbin pertama serta turbin ketiga digeser 60° dari turbin kedua. Peletakkan ini diharapkan untuk memperkecil rentang variasi torsi statis dan dapat menghasilkan torsi positif di semua sudut. Pengaruh *Re* terhadap performa turbin juga

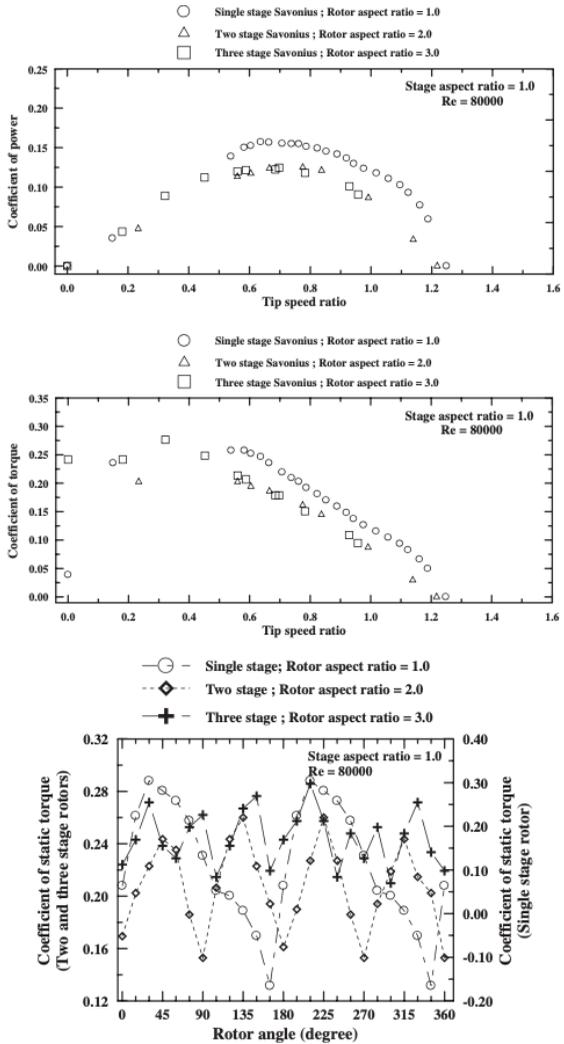
diinvestigasi pada penelitian ini. Turbin yang digunakan pada penelitian ini tanpa *shaft* di antara *endplate* atas dan bawah. Berikut merupakan ilustrasi peletakkan dari turbin dengan variasi *stage* yang berbeda – beda:



Gambar 2. 17 Skema peletakkan turbin untuk rotor aspect ratio 1.0 (Kamoji et al., 2008)

Dari penelitian didapatkan hasil untuk *single stage*, *coefficient of power* terbesar adalah 17.1% di TSR optimum 0.78 dengan *blockage ratio* 28% pada Re 120.000. Sedangkan untuk hasil torsi statis, tertinggi pada sudut 30° - 40° dan 210° - 220° dan memiliki nilai negatif pada 150° - 165° dan 330° - 345° . Selanjutnya untuk kasus *two stage*, didapatkan hasil bahwa variasi performanya (daya dan torsi) mirip dengan *single stage*. Namun yang sebelumnya pada *single stage*, torsi statis hanya punya dua puncak dan dua lembah, pada *two stage* ini terdapat empat puncak (45° , 135° , 225° dan 315°) dan empat lembah (0° , 90° , 180° dan 270°). Turbin *two stage* dengan *stage aspect ratio* 0.5

memiliki performa yang lebih baik dibandingkan turbin *two stage* dengan *stage aspect ratio* 1.0. Dengan demikian dapat dikatakan bahwa *stage aspect ratio* merupakan variable penting yang memiliki efek signifikan terhadap performa turbin *two stage*. Untuk kasus *three stage*, didapatkan hasil bahwa variasi performanya (daya dan torsi) mirip dengan *single stage*. Berbicara mengenai torsi statis, pada *three stage* terdapat enam puncak dan enam lembah. Berbeda dengan *two stage*, pada *three stage* ini *stage aspect ratio* tidak memiliki peran yang signifikan dalam mempengaruhi performa turbin, Berikut merupakan perbandingan dari ketiga kasus turbin:



Gambar 2. 18 Perbandingan coefficient of power dan coefficient torque single, two dan three stage untuk stage aspect ratio 1.0 (Kamoji et al., 2008)

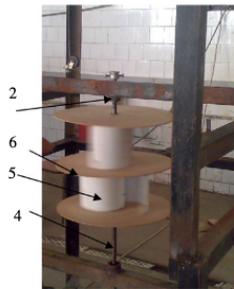
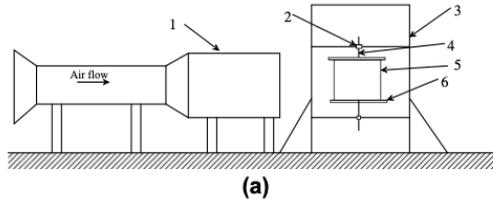
Gambar 2.18 merupakan gambar perbandingan performa ketiga turbin dengan jumlah *stage* yang berbeda pada *stage aspect ratio* yang sama ($h/D = 1.0$). Dari gambar tersebut, terlihat bahwa *coefficient of power* dari *single stage* (15.7%) lebih besar jika dibandingkan *two stage* (12.5%) dan *three stage* (12.2%) dengan TSR optimum untuk semua *stage* kurang lebih sama. *Single stage turbine* juga memiliki *coefficient of torque* yang lebih baik daripada dua *stage* lainnya. Pengujian juga dilakukan untuk *rotor aspect ratio* yang sama ($H/D = 1.0$) dan didapatkan hasil yang serupa. Variasi nilai torsi statis menurun seiring penambahan jumlah *stage*.

2.9.3. Studi Eksperimen Meningkatkan Performa Rotor Turbin Savonius

Penelitian berikutnya dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)** tentang mencari konfigurasi terbaik dalam mencapai performa rotor turbin Savonius tertinggi dengan variasi geometri. Variasi geometri yang diteliti antara lain: jumlah *blades*, jumlah *stages*, *overlap ratio*, *aspect ratio*, dan keberadaan *end plates*.

Peralatan eksperimen disusun sesuai skema alat yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Rotor yang akan diuji diletakkan secara vertikal pada *steel housing* seperti pada gambar 2.17 (b). Serangkaian alat ini diletakkan 125 cm dari keluaran *wind tunnel* tipe *suction* sehingga sumbu vertikal rotor segaris dengan titik pusat keluaran *wind tunnel*. *Wind tunnel* yang digunakan berdiameter 49 cm dan mengeluarkan aliran angin dengan kecepatan angin 0 m/s hingga 13 m/s.

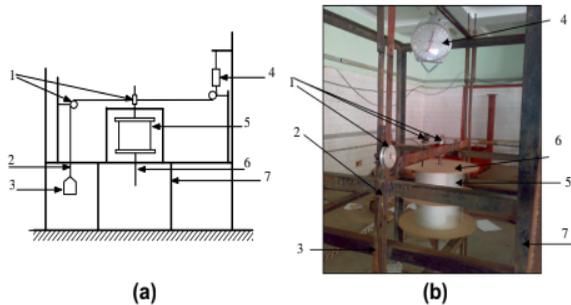
Variasi geometri yang dilakukan untuk jumlah *blade* adalah dua, tiga dan empat *blade*. Selanjutnya untuk variasi geometri *stages* adalah *single stage* dan *double stages*. Kemudian untuk variasi geometri *overlap ratio* (β), digunakan nilai β sebesar 0, 0.2, 0.25, 0.3 dan 0.35 serta untuk variasi geometri *aspect ratio* (α), digunakan nilai α sebesar 0.5, 1, 2, 4 dan 5. Seperti percobaan yang dilakukan oleh Kamoji et al (2008), struktur *housing* melibatkan penggunaan *nuts*, *studs* dan *bolts* dikarenakan untuk memudahkan perubahan variabel geometri. Rotor yang digunakan terbuat dari PVC dengan diameter yang berbeda - beda (0.08 m, 0.1 m, 0.2 m, dan 0.3 m). Komponen *end plate* dibuat dari material kayu tipis dengan ketebalan 2.5 mm. Poros yang digunakan berbahan baja, berdiameter 14 mm dan memiliki panjang 62 cm.



Gambar 2. 19 Skema alat pengujian (Mahmoud et al., 2010)

(a) Skema test rig, (b) Double stage Savonius rotor, (c) Test rig yang terdiri dari 1 - wind tunnel, 2 - bearing, 3 - steel housing, 4 - steel shaft, 5 - blades, dan 6 - end plates

Performa turbin didapat dengan menghitung torsi mekanik pada poros yang berputar dan kecepatan rotasi pada nilai kecepatan aliran angin yang bervariasi. Selanjutnya dibuatlah suatu sistem alat yang mana hasilnya kemudian dapat dikonversi untuk menghitung nilai - nilai tersebut. Pengaturan sistem alat tersebut sesuai dengan gambar 2.20. Sistem tersebut terdiri dari sistem katrol, bejana penimbang dan *spring balance* dimana ketiganya dihubungkan oleh benang nilon yang diameter 1 mm.

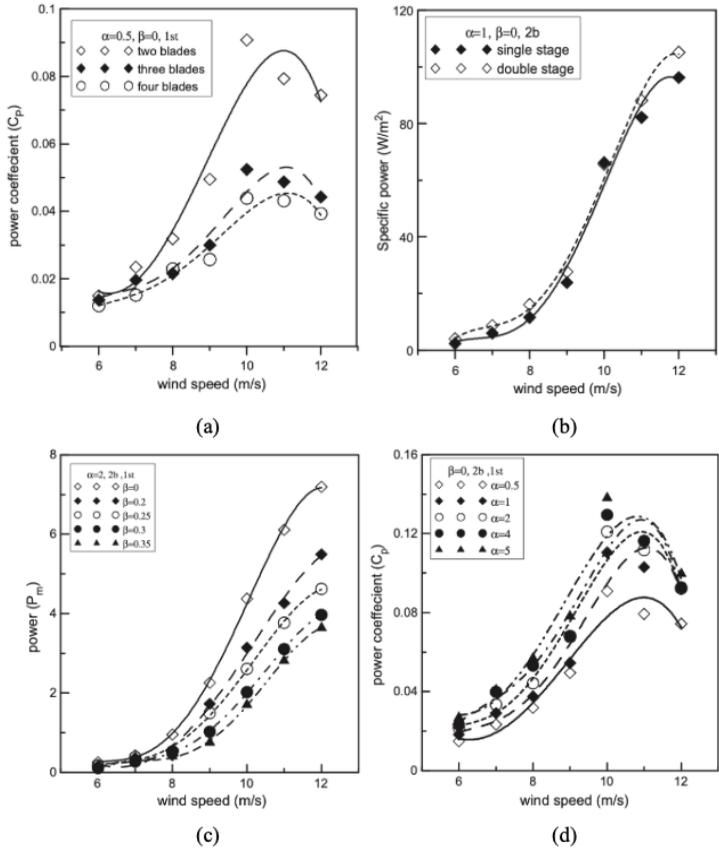


Gambar 2. 20 (a) Skema brake dynamometer (b) Foto asli dari gambar 2.20 (a) (Mahmoud et al., 2010)

(1 - katrol, 2 - benang nilon, 3 - bejana penimbang, 4 - spring balance, 5 - rotor Savonius, 6 - poros, 7 - struktur)

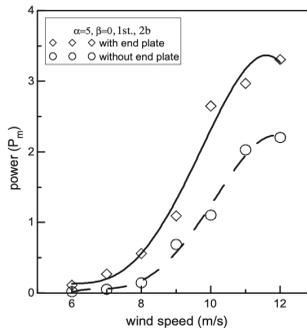
Pada pengujian efek variasi geometri berupa variasi jumlah *blade* didapatkan hasil bahwa *coefficient of power* (pada gambar disebut sebagai C_p) untuk rotor dua *blade* lebih tinggi dibandingkan tiga dan empat *blade*. Hal ini diduga disebabkan oleh *net drag force* pada kasus dua *blade* memiliki nilai lebih tinggi dari rotor tiga dan empat *blade*. Pengujian ini dilakukan pada *aspect ratio* 0.5, *overlap ratio* 0 dan *single stage*. Pada gambar 2.21 (a) ditunjukkan perbedaan grafik nilai C_p untuk masing masing variasi jumlah *blade*. Rotor dua *blade* juga lebih efisien daripada dua yang lain untuk seluruh nilai *aspect ratio* dan untuk semua *stage* turbin baik *single stage* maupun *double stage*. Selanjutnya pada pengujian efek variasi geometri berupa jumlah *stage* didapatkan bahwa *double stages rotor* memiliki nilai *specific power* yang lebih besar daripada *single stage rotor*. *Specific power* adalah daya yang diperoleh dari

unit luasan proyeksi dari rotor. Untuk memverifikasi hasil ini, torsi statis pada *blade* rotor untuk kedua *stage* dihitung pada sudut rotasi yang sama di beberapa kecepatan. Dari pengukuran ini, didapatkan bahwa nilai torsi statis dan nilai koefisien torsi statis rotor *double stages* lebih besar daripada *single stage*. Perbedaan nilai *specific power* untuk kedua *stage* ditunjukkan pada gambar 2.21 (b). Kemudian, pada pengujian efek variasi geometri berupa variasi *overlap ratio* didapatkan hasil ketika tidak ada *overlap ratio* atau dapat dikatakan sebagai nilai *overlap ratio* nya sama dengan nol dihasilkan daya mekanik yang lebih besar daripada *overlap ratio* yang lain. Hubungan antara *overlap ratio* dengan daya mekanik yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 2.21 (c). Pada pengujian efek variasi geometri berupa variasi *aspect ratio* didapatkan bahwa terdapat kecenderungan nilai *coefficient power* naik seiring kenaikan nilai *aspect of ratio*. Hubungan antara kedua variabel ini ditunjukkan pada gambar 2.20 (d). Terakhir, pengujian efek variasi geometri berupa variasi *end plates* dilakukan. Pengujian ini menguji rotor dengan dan tanpa *end plates*. Dari pengujian ini didapatkan, rotor tanpa *end plates* memiliki daya mekanik yang lebih besar dibandingkan rotor dengan *end plates*. Hal ini dikarenakan keberadaan *end plates* dapat menaikkan jumlah angin yang mengenai *blade* dari turbin Savonius. Hasil pengujian ini tercerminkan pada gambar 2.20.



Gambar 2. 21 Grafik hubungan kecepatan angin (Mahmoud et al., 2010)

(a) dengan nilai C_p untuk rotor dengan dua, tiga dan empat blade, (b) dengan specific power untuk rotor single dan double stages, (c) dengan daya mekanik untuk variasi nilai overlap ratio, (d) dengan nilai C_p untuk variasi nilai aspect ratio



Gambar 2. 22 Grafik hubungan antara kecepatan angin dengan daya mekanik untuk rotor dengan dan tanpa end plates (Mahmoud et al., 2010)

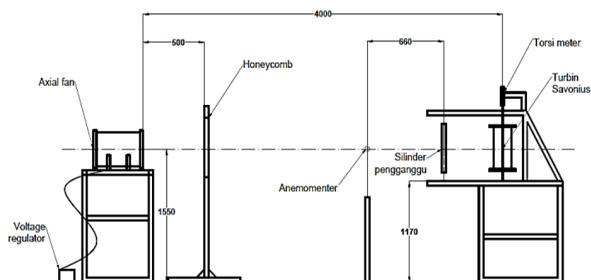
2.9.4. Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular di depan *Returning Blade*

Riza Umami (2019) melakukan studi eksperimen upaya peningkatan performa turbin angin Savonius dengan meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin. Peletakkan silinder pengganggu ini didasarkan pada usaha menaikkan perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade*. Semakin besar perbedaan gaya *drag* antara kedua blade dapat menaikkan CoP dari turbin itu sendiri. Adanya silinder pengganggu di depan turbin menyebabkan nilai *coefficient drag* (C_D) pada *advancing blade* lebih besar daripada *coefficient drag* (C_D) pada *returning blade*.

Penelitian ini memiliki tiga hipotesa awal. Hipotesa pertama adalah diduga dengan peletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* dapat memperkecil gaya *drag* pada sisi

returning blade dikarenakan *wake* yang terjadi di belakang silinder pengganggu akan mempercepat pembentukan *boundary layer returning blade* menjadi turbulen, sehingga titik separasi mundur ke belakang. Akibat dari fenomena ini adalah gaya *drag* pada sudu *returning* akan turun sehingga torsi yang didapat akan. Hipotesa yang kedua adalah peletakkan silinder pengganggu di depan turbin angin Savonius mengakibatkan tekanan pada bagian *returning blade* mengalami penurunan sehingga selisih tekanan antara kedua sisi (depan dan belakang) *returning blade* menurun yang mengakibatkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun sehingga selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* meningkat. Hipotesa ketiga adalah dilakukannya pemvariasian nilai pusat *returning blade* ke pusat silinder pengganggu (S/D) dapat mengakibatkan selisih gaya *drag* semakin besar antara sisi *returning blade* dan *advancing blade* serta berpengaruh pada torsi yang dihasilkan oleh turbin Savonius. Jarak silinder pengganggu terhadap *returning blade* yang semakin dekat maka S/D semakin kecil. Variasi S/D ini berpengaruh terhadap selisih nilai gaya *drag* pada kedua *blade*. Sehingga dengan adanya variasi S/D dapat diketahui nilai S/D yang paling efektif dalam mengurangi gaya *drag* yang berpengaruh pada nilai torsi, *coefficient of power* serta *coefficient of moment* yang dihasilkan. Pada eksperimen yang dilakukan, Riza Umami memvariasikan jarak antara pusat *returning blade* ke pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar 1.8, 2.0, 2.2, 2.4 dan 2.6 untuk tiga kecepatan aliran angin (5 m/s, 7 m/s, 9 m/s).

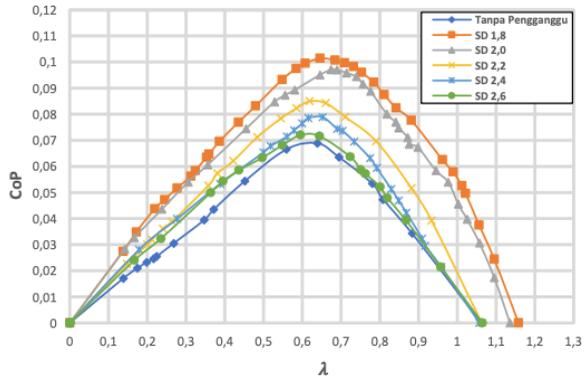
Dalam studi eksperimental ini, akan diukur torsi statis dan torsi dinamis yang dihasilkan turbin serta menghitung *coefficient of power* (CoP) dan *coefficient of moment* (C_M). Perhitungan torsi dinamis menggunakan suatu sistem pengukuran yang dinamakan *brake dynamometer*. *Brake dynamometer* terdiri dari sistem katrol, benang nilon, massa pembebanan dan neraca pegas. Dari *brake dynamometer* akan didapatkan suatu pembacaan massa pada neraca pegas yang kemudian dapat diolah dalam perhitungan sehingga menghasilkan torsi dinamis. Sedangkan perhitungan torsi statis digunakan sebuah alat ukur yang bernama *torquemeter*. Berikut merupakan skema instalasi peralatan pada penelitian ini:



Gambar 2. 23 Skema Instalasi Studi Eksperimen
(Riza Umami, 2019)

Data yang diperoleh dari eksperimen kemudian diolah dan digrafikkan hubungan antara *tip speed ratio* dengan putaran, torsi dinamis, CoP, dan C_M . Analisis kerja turbin dilakukan untuk turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu. Hasil dari membandingkan analisis kerja turbin untuk kedua keadaan (dengan dan tanpa silinder pengganggu)

untuk salah satu variasi kecepatan aliran (5 m/s) ditunjukkan pada gambar dan tabel di bawah ini:



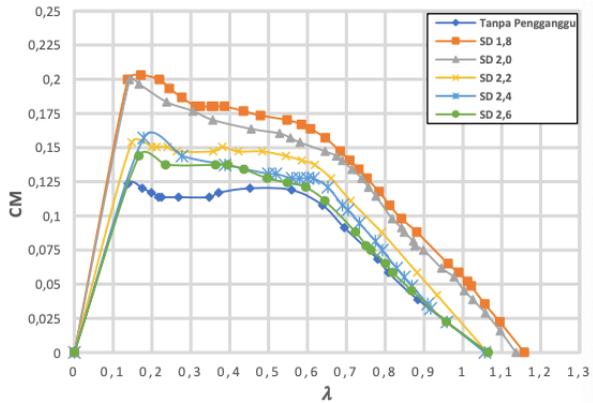
Gambar 2. 24 Grafik perbandingan coefficient of power turbin dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi TSR untuk $d/D = 0.2$, $y/D = 0.5$, $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019)

Tabel 2. 2 Perbandingan nilai coefficient of power maksimum turbin tanpa silinder pengganggu dan turbin dengan silinder pengganggu untuk $U = 5$ m/s (Riza Umami, 2019)

Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu			ΔCoP
CoP _o Max	λ	S/D	CoP Max	λ	
0.069	0.639	1.8	0.101	0.646	(+) 0.032
		2.0	0.097	0.674	(+) 0.028
		2.2	0.085	0.619	(+) 0.016

		2.4	0.079	0.652	(+) 0.010
		2.6	0.072	0.596	(+) 0.003

Dari gambar 2.24 dan tabel 2.2 dapat dilihat bahwa terdapat kenaikan nilai CoP setelah diletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Hal ini disebabkan dengan adanya silinder pengganggu akan menyebabkan *boundary layer* pada *returning blade* terganggu dan mempercepat transisi aliran dari laminar menjadi turbulen, sehingga momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan fluida lebih mampu menahan tegangan geser dan *adverse pressure gradient*. Penambahan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ tepat berada didepan titik stagnasi *returning blade* sehingga gaya *drag* pada *returning blade* akan turun dan membuat selisih gaya *drag* antara kedua *blades* akan meningkat yang kemudian menyebabkan torsi dan daya yang didapat semakin besar. Penambahan silinder pengganggu paling efektif meningkatkan *coefficient of power* saat diletakkan pada jarak $S/D = 1,8$ yaitu terjadi peningkatan nilai *coefficient of power* maksimum sebesar 46,38% dari nilai *coefficient of power* maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Dimana dalam pengujian yang dilakukan jarak ini adalah yang paling dekat dengan *returning blade*. Hal ini dapat diartikan bahwa pada jarak S/D ini silinder pengganggu paling efektif untuk mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* sehingga transisi aliran juga terjadi semakin cepat.

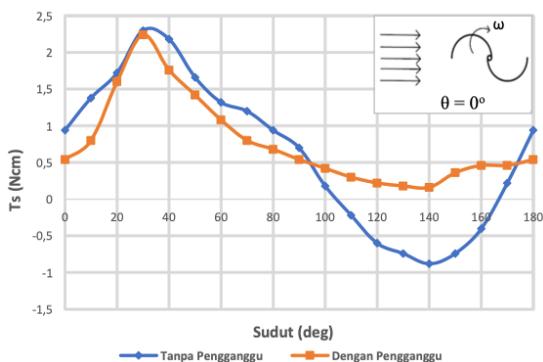


Gambar 2. 25 Grafik perbandingan coefficient of moment turbin dengan silinder pengganggu (C_{oP}) dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio untuk $d/D = 0.2$, $y/D = 0.5$, $U = 5 \text{ m/s}$ (Riza Umami, 2019)

Tabel 2. 3 Perbandingan nilai coefficient of power maksimum turbin tanpa silinder pengganggu dan turbin dengan silinder pengganggu untuk $U = 5 \text{ m/s}$ (Riza Umami, 2019)

Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu			ΔC_M
C_{M_o} Max	λ	S/D	C_M Max	λ	
0.124	0.138	1.8	0.203	0.172	(+) 0.079
		2.0	0.200	0.142	(+) 0.076
		2.2	0.154	0.147	(+) 0.030
		2.4	0.157	0.179	(+) 0.033
		2.6	0.144	0.166	(+) 0.020

Dari gambar 2.25 dan tabel 2.3 dapat dilihat bahwa terdapat kenaikan nilai C_M setelah diletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Hal ini disebabkan fenomena yang sama seperti yang dijelaskan pada perbandingan nilai *coefficient of power* untuk kedua keadaan. Penambahan silinder pengganggu paling efektif meningkatkan *coefficient of moment* saat diletakkan pada jarak $S/D = 1,8$ yaitu terjadi peningkatan nilai *coefficient of moment* maksimum sebesar 63.71% dari nilai *coefficient of moment* maksimum turbin tanpa silinder pengganggu. Dimana dalam pengujian yang dilakukan jarak ini adalah yang paling dekat dengan *returning blade*. Hal ini dapat diartikan bahwa pada jarak S/D ini silinder pengganggu paling efektif untuk mengganggu *boundary layer* pada *returning blade* sehingga transisi aliran juga terjadi semakin cepat. Sehingga menyebabkan torsi yang didapat juga semakin besar.



Gambar 2. 26 Grafik perbandingan torsi statis turbin dengan silinder pengganggu dan tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi sudut untuk $d/D = 0.2$, $y/D 0.5$, $U = 5$ m/s pada $S/D = 1.8$ (Riza Umami, 2019)

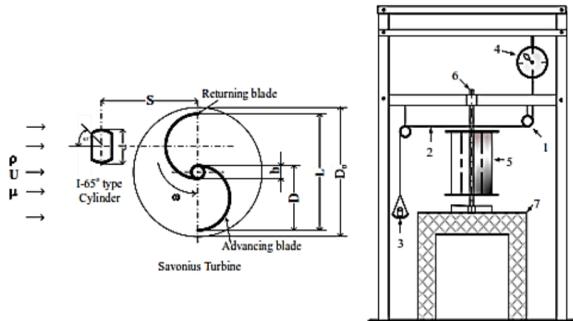
Pada gambar 2.26 dapat dilihat *trendline* membentuk grafik sinusoidal. Pada *trendline* torsi statis tanpa silinder pengganggu (T_{s_0}) mengalami peningkatan dari posisi angular 0° hingga 30° dengan nilai torsi maksimum sebesar 2,30 Ncm, kemudian mengalami penurunan hingga posisi angular sudu 140° . dengan nilai torsi minimum sebesar -0,88 Ncm dan selanjutnya mengalami peningkatan hingga posisi angular sudu 180° . Untuk torsi statis turbin dengan silinder pengganggu (T_s) mengalami peningkatan dari posisi angular sudu 0° hingga 30° dengan nilai torsi maksimum sebesar 2,24 Ncm, kemudian mengalami penurunan hingga posisi angular sudu 140° dengan nilai torsi minimum sebesar 0,16 Ncm dan selanjutnya mengalami peningkatan hingga posisi angular sudu 180° . Dari grafik dapat dilihat bahwa *trendline* torsi statis turbin dengan adanya silinder pengganggu pada awalnya cenderung berada dibawah *trendline* torsi statis turbin tanpa pengganggu. Nilai torsi statis maksimum berada pada turbin tanpa silinder pengganggu saat posisi posisi angular sudu 30° dan nilai minimum berada pada turbin tanpa silinder pengganggu saat posisi posisi angular sudu 140° . Torsi statis adalah torsi minimum yang diperlukan untuk menggerakkan turbin dari posisi diamnya. Turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu memiliki *self-starting* ketika nilai torsi statisnya positif, dalam pengujian ini *self-starting* paling baik ketika berada pada posisi angular sudu 30° . Hal ini dapat terjadi karena pada posisi angular sudu 30° lebih banyak aliran fluida yang didapat oleh sisi *advancing blade* sehingga gaya drag *advancing blade* mengalami

peningkatan. Sedangkan pada sisi *returning blade* semakin menjauhi datangnya aliran fluida dan secara otomatis akan lebih sedikit menerima aliran fluida dan gaya drag pada *returning blade* semakin berkurang. Dari fenomena tersebut didapatkan selisih gaya drag antara kedua sudu semakin meningkat dan torsi statis pada posisi angular sudu 30° bernilai paling besar dibanding pada posisi angular lainnya. Turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu memiliki torsi statis dengan nilai yang selalu positif, ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu memiliki *self-starting* pada semua posisi angular sudu dalam pengujian. Sedangkan pada turbin tanpa silinder pengganggu memiliki nilai torsi statis negatif yaitu pada posisi angular sudu 120° sampai dengan 150° . Sehingga pada posisi ini turbin tidak memiliki *self-starting*. Nilai torsi statis dipengaruhi oleh arah datangnya angin sehingga dengan adanya silinder pengganggu didepan *returning blade* turbin membuat turbin dapat berputar pada semua posisi angular sudu.

Dengan didapatkannya hasil bahwa peletakkan silinder pengganggu dapat meningkatkan *coefficient power*, meningkatkan *coefficient of moment* dan menyebabkan turbin memiliki *self-starting* pada semua posisi angular sudu dalam pengujian yang ditandai dengan nilai torsi statis selalu positif maka dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu efektif dalam meningkatkan kinerja turbin Savonius.

2.9.5. Studi Eksperimen dan Studi Numerik Pengaruh Silinder Sirkular Tipe I-65° terhadap Performa Turbin Savonius

Terdapat beberapa studi numerik yang dilakukan untuk menginvestigasi upaya – upaya yang efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius, salah satunya merupakan studi eksperimen sekaligus studi numerik yang dilakukan oleh **Gunawan Sakti et al. (2019)**. Seperti yang sudah diketahui, turbin Savonius merupakan turbin *drag* yang mana memanfaatkan selisih gaya *drag* untuk berputar antar sudunya. Maka pada penelitian ini salah satu upaya menaikkan performa turbin angin Savonius yang dilakukan adalah memperbesar selisih drag pada turbin dengan menurunkan gaya *drag* pada *returning blade* turbin. Hal ini ingin dicapai dengan meletakkan silinder pengganggu tipe I di depan *returning/convex blade* turbin pada jarak S/D 1.4. Pengujian dilakukan pada aliran angin dengan $Re = 9.9. \times 10^4$. Studi numerik dilakukan menggunakan *ANSYS-Fluent 19.1* guna memvalidasi data yang didapat dari studi eksperimen sekaligus mengetahui pola aliran di area dekat turbin. Sebelumnya telah dilakukan percobaan memvariasikan *cutting angle* dari 0° s.d. 65° dan didapatkan hasil bahwa reduksi gaya *drag* terbesar terjadi pada *cutting angle* 65° maka dari itu pada penelitian ini silibatkan silinder sirkular tipe I-65°. Berikut merupakan skema peralatan dari penelitian ini:

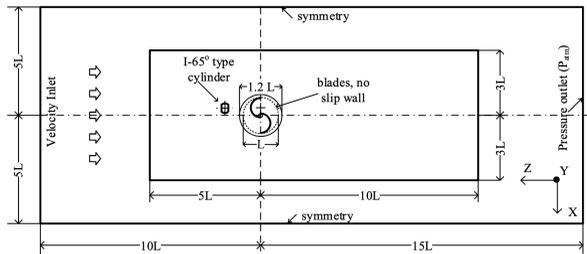


Gambar 2. 27 Skema instalasi studi eksperimen (Gunawan Sakti, 2019)

1 - pulley, 2 – nylon string, 3 – weighing pan, 4 – spring-balance, 5 – turbine rotor, 6 – shaft dan 7 – test bench

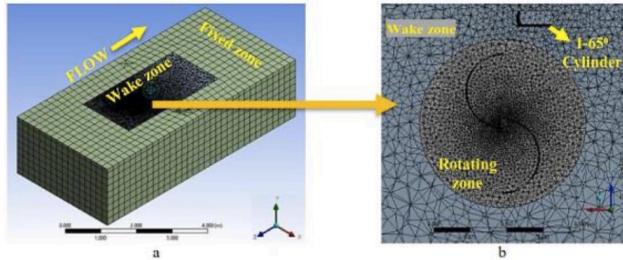
Pada penelitian ini dilibatkan silinder sirkular berdiameter $d = 88.5$ mm, turbin Savonius *single stage* bersudu dua dengan diameter sudu $D = 165.2$ mm ($d/D = 0.54$) dan tinggi $H = 294.4$ mm serta sistem pengukuran *brake dynamometer*.

Pada studi numerik yang dilakukan model 3D dari turbin berupa *file* berformat .IGES diinput ke dalam ANSYS-Fluent 19.1. Berikut merupakan *computation domain* dan *boundary condition* dari pengujian:



Gambar 2. 28 3D computation domain dan boundary condition (Gunawan Sakti, 2019)

Sisi *outflow* diletakkan 15L dari turbin untuk menghindari efek *backflow* selama komputasi dan titik tersebut yang digunakan sebagai *pressure outlet*. *Wake zone* dibuat sejauh 10L di belakang turbin dan 5L di depan turbin. *Rotating zone* berjari – jari 0.6L dari diameter turbin. Sehingga tercipta tiga zona yaitu *stationary zone*, *wake zone* dan *rotating zone* yang mana ketiganya dipisahkan oleh *interface*. Berbicara lebih lanjut mengenai *meshing*, dikarenakan turbin Savonius memiliki permukaan yang kompleks maka pada permukaan menggunakan *unstructured mesh*. Pada *rotating zone* dan *wake zone* digunakan *local control sizing mesh* dengan jumlah elemen *mesh* yang lebih rapat dibandingkan *stationary zone*. *Stationary zone* menggunakan *structural mesh* yang diinput menggunakan metode domina *tetrahedron-hex* untuk mengurangi waktu simulasi dan kalkulasi. Berikut merupakan *meshing* yang dilakukan:

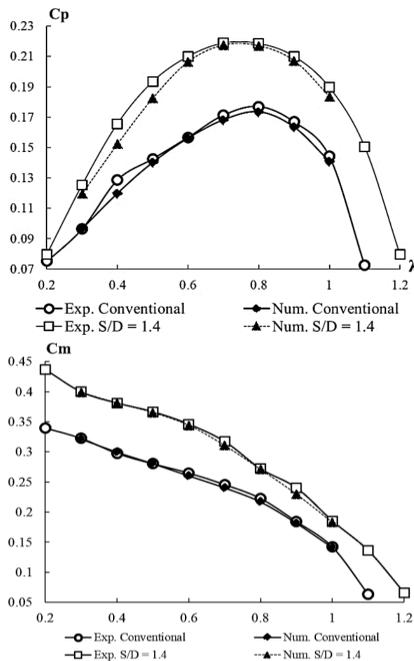


Gambar 2. 29 Konfigurasi meshing untuk turbin angin Savonius untuk domain CFD (Gunawan Sakti, 2019)

(a) wake zone dan fixed/stationary zone (b) Silinder sirkular tipe I-65°

Pada simulasi, permodelan turbulensi menggunakan *k-epsilon* realizable dengan *enhanced wall treatment* sedangkan *unsteady flow* diselesaikan dengan SMM (*sliding mesh model*). Hasil yang diambil setiap peputaran turbin sebesar 1° dengan 80 iterasi untuk setiap derajatnya.

Pada penelitian ini akan dibandingkan hasil pengukuran yang didapat dari studi eksperimen dengan hasil yang didapat dari simulasi studi numerik. Berikut merupakan perbandingan dari kedua metode untuk perhitungan CoP (*coefficient of power*) dan C_M (*coefficient of moment*):



Gambar 2. 30 Perbandingan nilai CoP dan CM dari studi eksperimen dan studi numerik (Gunawan Sakti, 2019)

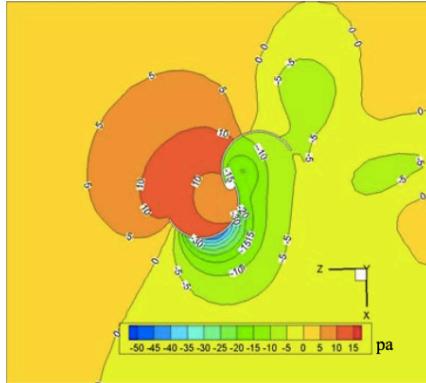
Dari gambar 2.30 terlihat bahwa peletakan silinder sirkular tipe I-65° di depan *convex blade* turbin efektif menaikkan performa turbin angin Savonius. Terjadi pergeseran TSR maksimum dari 1.1 menjadi 1.25 setelah diberi silinder sirkular sebagai tanda awal bahwa terjadi perbaikan performa. Pemberian silinder pengganggu, menurut hasil studi eksperimen sanggup menaikkan CoP dari 17.7% menjadi 21.8% sedangkan menurut hasil studi numerik sanggup menaikkan CoP dari 17.3% menjadi 21.7%. Dari hasil kedua studi, perbedaan terbesar antara hasil

keduanya terjadi pada $0.4 < \lambda \leq 1.0$ untuk kasus tanpa silinder dan $0.6 < \lambda \leq 1.0$ untuk kasus dengan silinder yang mana besar perbedaan hasilnya tidak mencapai *uncertainty value* (5.3%). Begitu juga pada perhitungan C_M , bahwa didapatkan hasil peletakkan silinder efektif menaikkan C_M serta selisih hasil dari studi eksperimen dan numerik terbesar juga tidak melampaui *uncertainty value* (5.2%) sehingga dapat dikatakan bahwa deviasi nilai dari studi eksperimen masih dalam *acceptable area*.

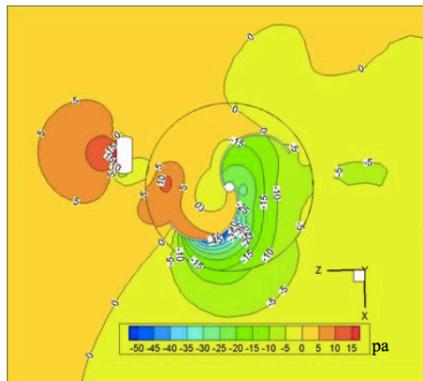
Dari studi eksperimen, kemampuan turbin untuk melakukan *self starting* juga diinvestigasi lebih jauh. Sebelum diberi silinder sirkular, pada beberapa sudut tertentu, turbin memiliki nilai torsi yang negative yang mana ini mengindikasikan bahwa turbin tidak mampu bergerak dengan bantuan aliran namun harus diberi gaya eksternal tambahan. Peletakkan silinder sirkular mengakibatkan adanya kenaikan nilai torsi serta hilangnya nilai torsi negatif, sehingga dapat dikatakan adanya *improvement* terkait *self starting* turbin. Nilai torsi tertinggi dicapai pada sudut 30° dan terendah pada sudut 150° .

Studi numerik selanjutnya membahas tentang distribusi tekanan dan kecepatan pada turbin. Pada gambar 2.31, peletakkan silinder sirkular menyebabkan tekanan pada *concave blade* dan *convex blade* keduanya sama sama turun +5 pa, namun pada area *convex blade* dekat dengan poros, tekanannya turun hingga +0 pa. Peristiwa ini menyebabkan selisih *drag* dari kedua *blade* naik sehingga terjadi kenaikan torsi. Pada $\theta = 90^\circ$ dan 150° muncul *tiny positive pressure area* yang mana ini merupakan *reattachment* dari *shear layer*

yang terlepas dari silinder sirkular di permukaan *convex blade*. Peletakkan silinder sirkular menjadi kurang efektif (menaikkan performa namun tidak signifikan) untuk kasus $\theta = 150^\circ$.



a.

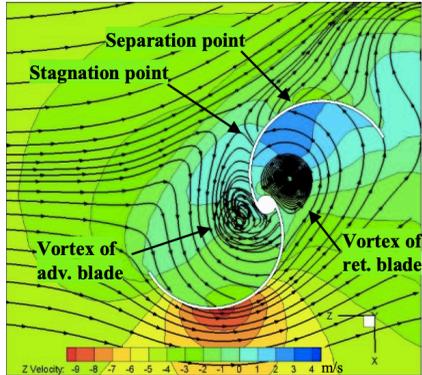


b.

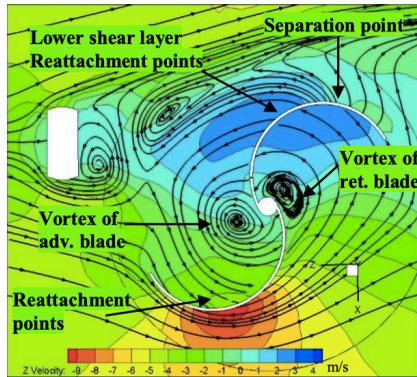
Gambar 2. 31 Static pressure contour dari aliran di area sekitar turbin pada $\theta = 30^\circ$ (Gunawan Sakti, 2019)

(a) tanpa silinder sirkular (b) dengan silinder sirkular

Selanjutnya diinvestigasi lebih lanjut mengenai *velocity contour*. Hasil simulasi yang didapatkan dapat dilihat pada gambar berikut ini:



a.



b.

Gambar 2. 32 *Velocity contour* dari aliran di area sekitar turbin pada $\theta = 30^\circ$ (Gunawan Sakti, 2019)

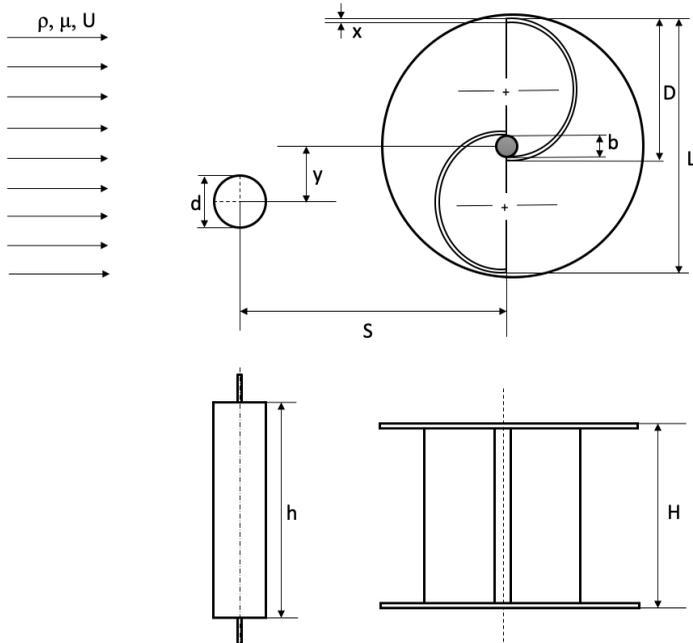
(a) tanpa silinder sirkular (b) dengan silinder sirkular

Nilai negatif mengindikasikan arah aliran relatif terhadap sumbu y , maka *backflow* diindikasikan dengan nilai positif yang dirunjukkan dengan spektrum warna biru. Warna merah menunjukkan dimana kecepatan mencapai puncaknya, yang mana apabila ini dibandingkan dengan gambar *pressure contour* nilainya akan berkebalikan yaitu nilai *pressure* terendah. Pada gambar 2.32 ditunjukkan bahwa timbul vortex di daerah dekat poros baik pada *convex* maupun *concave blade*. Dari gambar juga dapat terlihat bahwa, peletakkan silinder pengganggu menyebabkan adanya *reattachment shear layer* pada *convex blade* yang kemudian menyebabkan *separation point* bergeser mundur serta membuat *wake* di bagian belakang *blade* menjadi lebih kecil sehingga terjadi kenaikan torsi. Selain itu, *reattachment* dari *shear layer* yang terlepas dari bagian bawah silinder sirkular pada *concave blade*, menimbulkan torsi positif pada turbin.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1. Skema Penelitian dan Parameter yang Dianalisis

Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter yang akan dianalisis. Tujuan analisis ini adalah untuk mengetahui pengaruh suatu parameter terhadap parameter yang lain. Parameter yang dianalisis dan skema penelitian ditunjukkan pada gambar 3.1 sebagai berikut:



Gambar 3. 1 Skema Penelitian dan Parameter Ukur

dimana:

- D : diameter sudu turbin Savonius (m)
- S : jarak antar pusat silinder pengganggu dan pusat *returning blade* (m)
- d : diameter silinder pengganggu (m)

b	: diameter <i>overlap</i> (m)
x	: ketebalan sudu turbin (m)
L	: diameter turbin (m)
U	: kecepatan aliran angin (m/s)
ρ	: massa jenis udara (kg/m^3)
μ	: viskositas fluida (Ns/m^2)
h	: tinggi silinder pengganggu (m)
H	: tinggi turbin Savonius (m)
ω	: putaran sudu (rad/s)

3.2. Analisis Dimensi

Untuk menentukan variabel apa saja yang dapat mempengaruhi performa dari turbin angin Savonius yang melibatkan sebuah silinder pengganggu, dibutuhkan analisis dimensi.

3.2.1. Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Berikut langkah - langkah yang perlu dilakukan dalam analisis dimensi untuk *coefficient of power*:

1. Menentukan parameter - parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, U, D, b, d, S, H, \omega, h, y)$$

Jumlah parameter (n) = 11

Kesebelas parameter tersebut adalah sebagai berikut:

P : power (watt)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

μ : viskositas absolut udara (N.s/m^2)

U : kecepatan aliran udara (m/s)

D : diameter turbin Savonius (m)

b : diameter *overlap* (m)

d : diameter silinder pengganggu (m)

S : jarak pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

H : tinggi turbin Savonius (m)

ω : putaran sudu turbin (rad/s)

h : panjang silinder pengganggu (m)

y: posisi silinder pengganggu terhadap sudu Savonius tegak lurus dengan arah datangnya angin (m)

- Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis. Dipilih dimensi primer M, L, t, kemudian mengonversi parameter - parameter yang diteliti menjadi fungsi dimensi primer. Hasil konversi dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 3. 1 Fungsi dimensi primer dari parameter

Parameter	P	ρ	μ	U	D	b	d	S	H	ω	h	y
Dimensi	$\frac{ML^3}{t^3}$	$\frac{M}{L}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$	L	L

- Memilih parameter berulang (m) yang jumlahnya sama dengan jumlah dimensi primer (r). Parameter berulang yang digunakan adalah ρ , U, D. Jumlah parameter berulang (m) = r = 3

- Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tak berdimensi yang akan didapat sebanyak n - m = 12 - 3 = 9
Penyebutan atau penamaan untuk setiap grup tak berdimensi ini adalah sebagai berikut:

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2} \qquad \pi_4 = \frac{S}{D} \qquad \pi_7 = \frac{\omega D}{U}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D} \qquad \pi_5 = \frac{b}{D} \qquad \pi_8 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D} \qquad \pi_6 = \frac{H}{D} \qquad \pi_9 = \frac{y}{D}$$

π_1 : *Coefficient of Power* (CoP)

π_2 : Bilangan Reynolds (Re)

π_3 : Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius

π_4 : Rasio jarak pusat pengganggu paralel terhadap arah aliran angin dengan diameter turbin Savonius

π_5 : Rasio diameter *overlap* turbin Savonius dengan diameter sudu turbin Savonius dengan diameter turbin Savonius

π_6 : Rasio tinggi turbin angin dengan diameter turbin Savonius

π_7 : *Tip speed ratio* (TSR)

π_8 : Rasio ketinggian silinder penghalang dengan diameter sudu turbin Savonius

π_9 : Rasio posisi silinder pengganggu tegak lurus dengan datangnya aliran udara dengan diameter sudu turbin Savonius

Hubungan antara grup variabel tak berdimensi adalah sebagai berikut:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

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

Pada penelitian ini, didapatkan variabel $\frac{d}{D}, \frac{y}{D}, \frac{b}{D}$

dan $\frac{H}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{S}{D}$

dan $\frac{\omega D}{U}$ sebagai variabel yang divariasikan agar

pengaruhnya terhadap *coefficient of power* turbin angin Savonius dapat diketahui.

Sehingga, hubungan ini dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega D}{U}\right)$$

Pada penelitian ini nilai D berbanding lurus dengan nilai L, dimana telah diketahui sebelumnya bahwa $L = (2D-b-2x)$ dengan nilai b dan x tetap sama. Sehingga dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_3\left(\frac{\mu}{\rho UL}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{U}\right)$$

atau

$$CoP = f_4(Re, TSR)$$

3.2.2. Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Moment*

Berikut langkah - langkah yang perlu dilakukan dalam analisis dimensi untuk *coefficient of moment*:

1. Menentukan parameter - parameter yang mempengaruhi *power*

$$T = f(\rho, \mu, U, D, b, d, S, H, \omega, h, y)$$

Kesebelas parameter tersebut adalah sebagai berikut:

T : torsi (N.m)

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

μ : viskositas absolut udara (N.s/m^2)

U : kecepatan aliran udara (m/s)

D : diameter turbin Savonius (m)

b : diameter *overlap* (m)

d : diameter silinder pengganggu (m)

S : jarak pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

H : tinggi turbin Savonius (m)

ω : putaran sudu turbin (rad/s)

h : panjang silinder pengganggu (m)

y : posisi silinder pengganggu terhadap sudu Savonius tegak lurus dengan arah datangnya angin (m)

- Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis. Dipilih dimensi primer M, L, t, kemudian mengonversi parameter - parameter yang diteliti menjadi fungsi dimensi primer. Hasil konversi dapat ditabelkan sebagai berikut:

Tabel 3. 2 Fungsi dimensi primer dari parameter

Parameter	T	ρ	μ	U	D	b	d	S	H	ω	h	y
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^2}$	$\frac{M}{L}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$	L	L

- Memilih parameter berulang (m) yang jumlahnya sama dengan jumlah dimensi primer (r). Parameter berulang yang digunakan adalah ρ , U, D. Jumlah parameter berulang (m) = r = 3
- Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tak berdimensi yang akan didapat sebanyak $n - m = 12 - 3 = 9$

$$\pi_1 = \frac{T}{\rho U^2 D^3} \qquad \pi_4 = \frac{S}{D} \qquad \pi_7 = \frac{\omega D}{U}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D} \qquad \pi_5 = \frac{b}{D} \qquad \pi_8 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D} \qquad \pi_6 = \frac{H}{D} \qquad \pi_9 = \frac{y}{D}$$

Penyebutan atau penamaan untuk setiap grup tak berdimensi ini adalah sebagai berikut:

- π_1 : *Coefficient of Moment* (C_M)
- π_2 : Bilangan Reynolds (Re)
- π_3 : Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin Savonius
- π_4 : Rasio jarak pusat pengganggu paralel terhadap arah aliran angin dengan diameter turbin Savonius

π_5 : Rasio diameter *overlap* turbin Savonius dengan diameter sudu turbin Savonius dengan diameter turbin Savonius

π_6 : Rasio tinggi turbin angin dengan diameter turbin Savonius

π_7 : *Tip speed ratio* (TSR)

π_8 : Rasio ketinggian silinder penghalang dengan diameter sudu turbin Savonius

π_9 : Rasio posisi silinder pengganggu tegak lurus dengan datangnya aliran udara dengan diameter sudu turbin Savonius

Hubungan antara grup variabel tak berdimensi adalah sebagai berikut:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_1\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{b}{D}, \frac{H}{D}, \frac{\omega D}{U}, \frac{t}{D}, \frac{y}{D}\right)$$

Pada penelitian ini, didapatkan variabel $\frac{d}{D}, \frac{y}{D}, \frac{b}{D}, \frac{t}{D}$ dan $\frac{H}{D}$ sebagai variabel tetap, sedangkan $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{S}{D}$ dan $\frac{\omega D}{U}$ sebagai variabel yang divariasikan agar pengaruhnya terhadap *coefficient of moment* turbin angin Savonius dapat diketahui. Sehingga, hubungan ini dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{T}{\rho U^2 D^3} = f_2\left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega D}{U}\right)$$

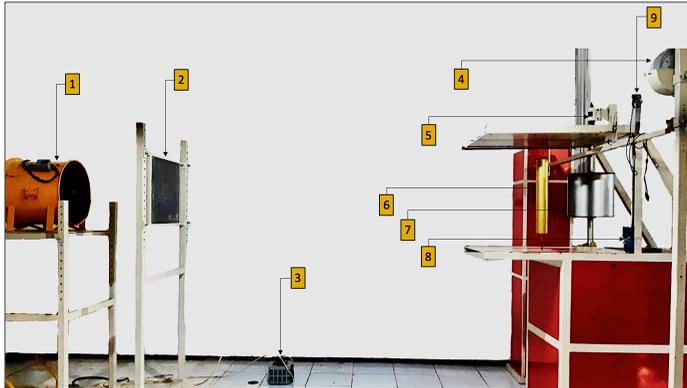
Pada penelitian ini nilai D berbanding lurus dengan nilai L, dimana telah diketahui sebelumnya bahwa $L = (2D - b - 2x)$ dengan nilai b dan x tetap sama. Sehingga dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\frac{T}{\rho U^3 D^2} = f_3\left(\frac{\mu}{\rho U L}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{U}\right)$$

$$C_M = f_4(Re, TSR)$$

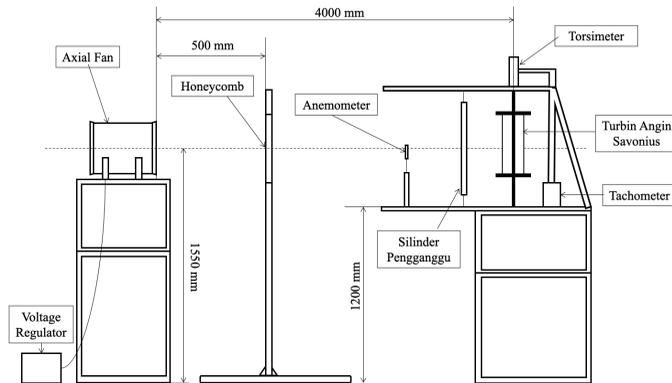
3.3. Peralatan Penelitian

Guna menunjang berjalannya penelitian agar diperoleh hasil yang diinginkan, dilibatkanlah beberapa peralatan. Instalasi peralatan untuk pengujian ini dapat dilihat pada gambar 3.2 dan 3.3.



Gambar 3. 2 Instalasi axial fan dan honeycomb terhadap turbin angin Savonius

(1 - axial fan, 2 – honeycomb, 3 - voltage regulator, 4 – neraca, 5 – torquemeter, 6 - silinder pengganggu, 7 - turbin angin Savonius, 8 – tachometer, 9 - kamera)



Gambar 3. 3 Skema instalasi axial fan, honeycomb, dan silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius

Anemometer diletakkan pada jarak minimal empat kali diameter turbin yaitu sebesar 660 mm. Angka ini dipilih berdasarkan jarak S/D yang akan diuji serta berdasarkan jurnal Abdullah Al Faruk yang mengatakan bahwa pengukuran minimal pada jarak tiga kali diameter.

3.3.1. Axial Fan

Pada penelitian ini digunakan satu unit *axial fan* yang berfungsi sebagai sumber aliran udara. *Axial fan* yang digunakan adalah **PV-S18**. Berikut gambar (gambar 3.4) serta spesifikasi (tabel 3.3) *axial fan* yang digunakan:



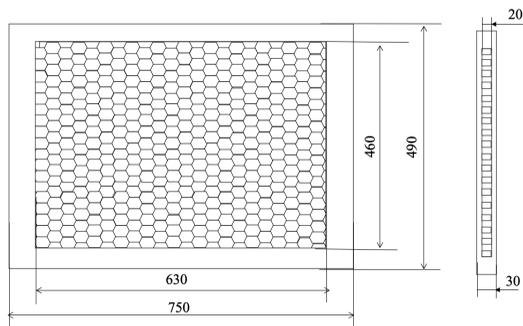
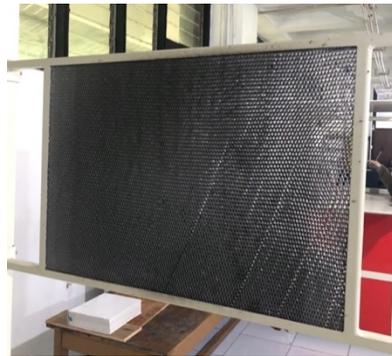
Gambar 3. 4 Axial Fan PV-S18

Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial fan PV-S18

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Diameter</i>	450 mm
<i>Speed</i>	2800 rpm
<i>Maximum velocity</i>	67,15 m/s
<i>Air flow</i>	4413 CFM
<i>Static pressure</i>	520 Pa
<i>Voltage</i>	220 - 240 V
<i>Phase</i>	1

3.3.2. Honeycomb

Pada penelitian ini digunakan satu unit *honeycomb* yang berfungsi sebagai penyeragam aliran angin yang mengalir menuju benda uji serta menjadi pencegah terjadinya *swirl*. Ukuran *honeycomb* didasari oleh penelitian yang dilakukan **Bradshaw et al (1979)**. *Honeycomb* diletakkan di antara *axial fan* dan benda uji. Berikut ini merupakan gambar, skema dan spesifikasi dari *honeycomb*.



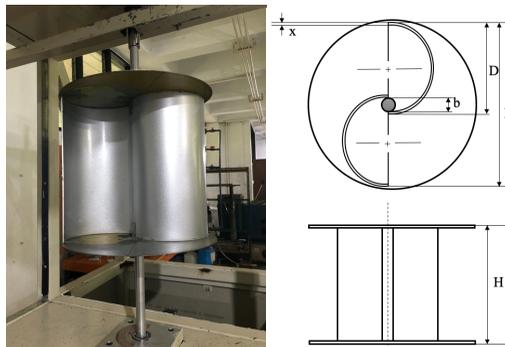
Gambar 3. 5 Honeycomb

Tabel 3. 4 Spesifikasi honeycomb

SPECIFICATIONS	
<i>Frame length</i>	750 mm
<i>Honeycomb length</i>	630 mm
<i>Frame height</i>	490 mm
<i>Honeycomb height</i>	460 mm
<i>Frame thickness</i>	30 mm
<i>Honeycomb thickness</i>	20 mm
<i>Meshing size</i>	0,0248 lubang/mm ²

3.3.3. Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini melibatkan satu unit turbin angin Savonius dua *blade*. Berikut gambar (gambar 3.6) dan spesifikasi (tabel 3.5) dari turbin angin Savonius yang digunakan:



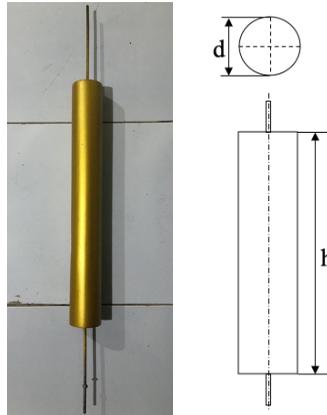
Gambar 3. 6 Turbin angin Savonius

Tabel 3. 5 Spesifikasi turbin angin Savonius

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Turbine's blade diameter (D)</i>	167 mm
<i>Turbine height (H)</i>	298 mm
<i>Turbine thickness (x)</i>	3 mm
<i>Shaft diameter</i>	19 mm
<i>Overlap diameter (b)</i>	25 mm
<i>End plate diameter (Do)</i>	320 mm
<i>Endplate thickness</i>	1 mm

3.3.4. Silinder Pengganggu

Pada penelitian ini dilibatkan sebuah silinder pengganggu yang berfungsi mempercepat terjadinya turbulensi aliran angin. Berikut gambar (gambar 3.7) dan spesifikasi (tabel 3.6) dari silinder pengganggu yang digunakan:



Gambar 3. 7 Silinder pengganggu

Tabel 3. 6 Spesifikasi silinder pengganggu

SPECIFICATIONS	
<i>Disturber cylinder diameter (d)</i>	83 mm
<i>Disturber cylinder height (h)</i>	500 mm
<i>Ratio between disturber cylinder position which perpendicular with air flow direction and turbine's blade diameter (y/D)</i>	0.5
<i>Ratio between disturber cylinder diameter and turbine's blade diameter (d/D)</i>	0.5
<i>Ratio between distance between center of turbine with center of disturber cylinder and turbine's blade diameter (S/D)</i>	1.4

3.3.5. Struktur Penyangga

Untuk meletakkan beberapa peralatan penelitian, terutama turbin angin Savonius dan silinder pengganggu dilibatkan sebuah struktur penyangga. Struktur penyangga ini juga yang menjadi tempat instalasi *brake dynamometer*. Berikut gambar dari struktur penyangga:



Gambar 3. 8 Struktur penyangga

3.3.6. Alat Ukur

Pada penelitian ini dilibatkan beberapa alat ukur guna menghitung variabel - variabel yang akan diukur. Pada dasarnya, alat ukur yang

digunakan berfungsi untuk mendapatkan nilai putaran dan nilai torsi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius. Berikut alat ukur yang digunakan dalam penelitian ini:

3.3.6.1. *Tachometer*

Tachometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek yang berputar. *Tachometer* yang digunakan pada penelitian ini adalah ***economical non-contact pocket optical tachometer OMEGA HHT12*** dengan kemampuan pembacaan 0.05 m s.d. 7.6 m serta akurasi pembacaan $0.01\% \pm 1$ digit. Berikut merupakan gambar dan spesifikasi dari *tachometer* OMEGA HHT12:



Gambar 3. 9 Tachometer OMEGA HHT12

*Tabel 3. 7 Spesifikasi tachometer OMEGA
HHT12*

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Range</i>	5 to 99.999 rpm
<i>Accuracy</i>	0.01% of reading or \pm 1 digit
<i>Resolution</i>	0.001 to 1.0 rpm
<i>Display</i>	5-digit alphanumeric LCD
<i>Memory</i>	Maximum, minimum and last
<i>Power</i>	2 "AA" 1.5V DC batteries
<i>Enviromental Requirement</i>	5°C to 40°C

Pada pengukuran putaran sudu turbin, peletakkan *tachometer* merupakan hal yang vital. *Tachometer* ditempelkan pada struktur penyangga dan harus tegak lurus terhadap titik tuju. Cahaya *pointer* yang keluar dari *tachometer* diarahkan ke poros turbin yang sudah diberi *scotlite sticker*. Peletakkan *tachometer* seperti pada gambar berikut ini:



Gambar 3. 10 Peletakkan tachometer

3.3.6.2. *Anemometer*

Anemometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Pada penelitian ini digunakan **digital anemometer OMEGA HHF141**. *Anemometer* jenis ini memiliki beberapa satuan pengukuran yaitu m/s, ft/min, mph, knots dan km/h serta dapat mengukur suhu dalam satuan fahrenheit (°F) dan celcius (°C). Berikut merupakan gambar dan spesifikasi dari *digital anemometer* OMEGA HHF141:



*Gambar 3. 11 Digital anemometer OMEGA
HHF141*

*Tabel 3. 8 Spesifikasi digital anemometer
OMEGA HHF141*

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Display</i>	0.5 inch LCD, 4 digits
<i>Accuracy</i>	AP275: +/- 1.0% of reading +/- 1 digit AP100: +/- 0.5% of FS +0.75% digit of reading + 1 digit
<i>Resolution</i>	0.01 m/s
<i>Air Flow</i>	
<i>Range</i>	<i>Resolution</i>
AP100	1.5 to 35.00 m/s
2.75 inch	0.2 to 40.00 m/s
<i>Temperature</i>	
<i>Operating Type</i>	<i>Temperature</i>
<i>Instrument</i>	0°C to 50°C
<i>Probes</i>	-20°C to 100°C

3.3.6.3. *Voltage Regulator*

Voltage regulator digunakan untuk mengatur input voltase yang menentukan kecepatan aliran angin yang keluar dari *axial fan*. Jenis *voltage regulator* yang digunakan adalah **Ling bridge TDGC₂**. Berikut merupakan gambar dan spesifikasi dari *Ling bridge TDGC₂*:



Gambar 3. 12 *Ling bridge TDGC₂*

Tabel 3. 9 Spesifikasi Ling bridge TDGC2

SPECIFICATIONS	
<i>Capacity</i>	3000 Va
<i>Phase</i>	$\Phi 1$
<i>Input</i>	110/220 V
<i>Output</i>	0 - 250 V
<i>Maximum Output Current</i>	4.8/12 A
<i>Frequency</i>	50 – 60 Hz

3.3.6.4. *Torquemeter*

Torquemeter merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi statis dari suatu objek. *Torquemeter* yang digunakan dalam penelitian ini adalah ***torquemeter* LUTRON TQ-8800** dengan resolusi 0.1 N.cm. Berikut merupakan gambar dan spesifikasi dari *torquemeter* LUTRON TQ-8800:



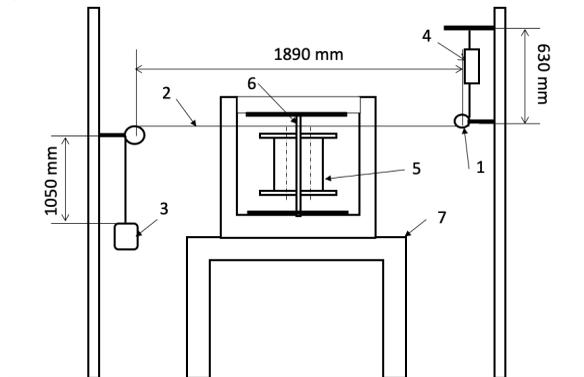
Gambar 3. 13 Torquemeter LUTRON TQ-8800

Tabel 3. 10 Spesifikasi torquemeter LUTRON TQ-8800

<i>SPECIFICATIONS</i>				
<i>Unit</i>	<i>Max. Range</i>	<i>High Res.</i>	<i>Low Res.</i>	<i>Overload Protection Range</i>
kg.cm	15 kg.cm	0.01 kg.c m	0.1 kg.cm	22.5 kgf.cm (max)
lb.inch	12.99 lb.in	0.01 lb.in	0.1 lb.in	19.53 lbf.in (max)
N.cm	147.1 N.cm	0.1 N.cm	1 N.cm	220.1 N.cm (max)

3.3.6.5. Brake Dynamometer

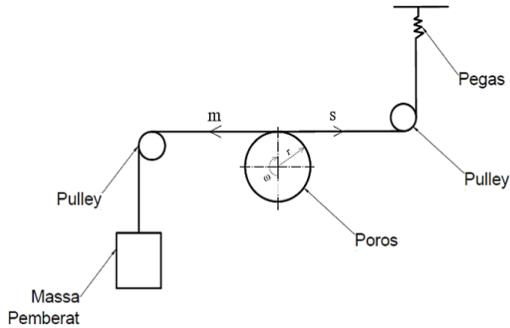
Pada penelitian ini nilai torsi dinamis tidak didapatkan secara langsung melalui sebuah alat ukur tertentu. Maka dari itu, dilibatkan sebuah sistem pengukuran yang disebut *brake dynamometer* sebagai pengukur torsi dinamis. Berikut skema dan *free body diagram* dari *brake dynamometer*:



Gambar 3. 14 Skema Brake Dynamometer

Keterangan:

1. Sistem *pulley*
2. Benang *nylon*
3. Massa pemberat
4. Neraca pegas
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin
7. Struktur penyangga turbin



Gambar 3. 15 Free Body Diagram dari Brake Dynamometer

Jenis benang nilon yang digunakan pada *brake dynamometer* ini adalah merk suffix. Benang nilon ini akan dipasang melingkari poros turbin dan ketika turbin angin berputar nantinya benang akan disambungkan pada suatu pemberat guna menurunkan putaran dari poros turbin. Ketika dilakukan pembebanan, berat yang ditunjukkan pada *spring balance* akan dicatat. Pada *brake dynamometer ini*, neraca berfungsi sebagai *spring balance*. Pembebanan terus dilakukan hingga turbin angin berhenti berputar. Berikut merupakan gambar dan spesifikasi neraca yang digunakan dalam penelitian ini:



Gambar 3. 16 Neraca Pegas NAGATA C-5

Tabel 3. 11 Spesifikasi neraca pegas NAGATA C-5

<i>SPECIFICATIONS</i>	
<i>Capacity</i>	3 kg
<i>Scale</i>	10 gr
<i>Features</i>	<i>High impact ABS body</i>
<i>Platter Size</i>	<i>Pan size: Ø290 mm Aluminium round pan dual display chart, dial 187 mm</i>

Selanjutnya untuk pembebanan, dilibatkan massa pembebanan dengan massa yang bervariasi dari 3 s.d. 20 gram. Massa pembebanan ini berfungsi untuk mendapatkan nilai torsi dinamis

dan variasi nilai *tip speed ratio* pada *brake dynamometer*. Tipe massa pemberat yang digunakan adalah NHK M-1. Berikut ini gambar dari massa pemberat yang digunakan:



Gambar 3. 17 Massa pemberat NHK M-1

3.4. Prosedur Penelitian

Dalam proses pengambilan data, pengukuran dan penentuan variabel - variabel yang ingin diketahui nilainya, dibutuhkan suatu prosedur penelitian. Berikut prosedur yang digunakan dalam penelitian ini:

3.4.1. Prosedur Pengukuran Torsi Dinamis

1. Menyiapkan peralatan yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji (tanpa silinder pengganggu) pada *test section* dan mengatur sesuai skema.
3. Melakukan pengukuran temperatur dengan termometer untuk memastikan suhu daerah penelitian memenuhi asumsi temperatur ruangan.

4. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar voltase yang diperlukan dengan menggunakan *voltage regulator* untuk memperoleh nilai kecepatan sesuai kebutuhan.
5. Melakukan pengukuran kecepatan angin dengan menggunakan *anemometer* sampai mencapai harga kecepatan angin sebesar 3,8 m/s. Apabila pengukuran tidak menghasilkan 3,8 m/s, atur kembali voltase dengan *voltage regulator*.
6. Setelah kecepatan angin *steady*, dilakukan pencatatan nilai putaran menggunakan tachometer yang ditempelkan pada struktur penyangga (dimana titik cahaya *tachometer* mengenai bagian turbin yang telah diberi stiker *scotlight*) untuk turbin tanpa pembebanan dan tanpa silinder pengganggu.
7. Melakukan pengukuran torsi dinamis menggunakan *brake dynamometer* untuk turbin tanpa pembebanan.
8. Menambahkan pembebanan pada turbin. Untuk pembebanan awal sebesar 19 gram.
9. Melakukan pengukuran massa dengan mencatat nilai yang terbaca pada neraca pegas.
10. Melakukan pengukuran nilai putaran turbin dengan *tachometer*.
11. Mengulangi langkah 8 sampai 10 hingga turbin angin Savonius berhenti berputar, dimana untuk langkah 8 pembebanan mulai menggunakan massa pemberat.
12. Mengulangi langkah 4 sampai 11 untuk variasi kecepatan 4,4 m/s hingga 9m/s.

13. Meletakkan silinder pengganggu di depan turbin angin Savonius dengan mengatur rasio jarak antara pusat turbin dan pusat silinder pengganggu terhadap diameter turbin (S/D) sebesar 1,4 dan mengatur rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran angin terhadap diameter turbin (y/D) sebesar 0.5.
14. Mengulangi langkah 4 hingga 12 untuk turbin dengan silinder pengganggu.
Mematikan *axial fan*.
15. Mengolah seluruh data yang diperoleh dari eksperimen (putaran dan torsi dinamis) dan melakukan *plotting* grafik putaran (n) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) dan fungsi bilangan Reynolds, grafik *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) dan grafik *coefficient of moment* (C_M) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ).

3.4.2. **Prosedur Pengukuran Torsi Statis**

1. Menyiapkan peralatan yang akan digunakan.
2. Memasang benda uji (tanpa silinder pengganggu) pada *test section* dan mengatur sesuai skema.
3. Melakukan pengukuran temperatur dengan termometer untuk memastikan suhu daerah penelitian memenuhi asumsi temperatur ruangan.
4. Menentukan variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar 0° .
5. Menyalakan *axial fan* dan mengatur besar voltase yang diperlukan dengan menggunakan *voltage regulator* untuk

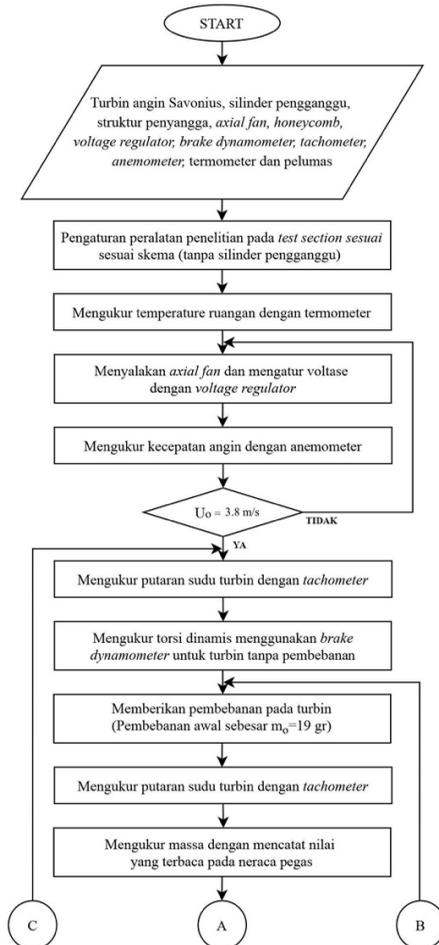
memperoleh nilai kecepatan sesuai kebutuhan.

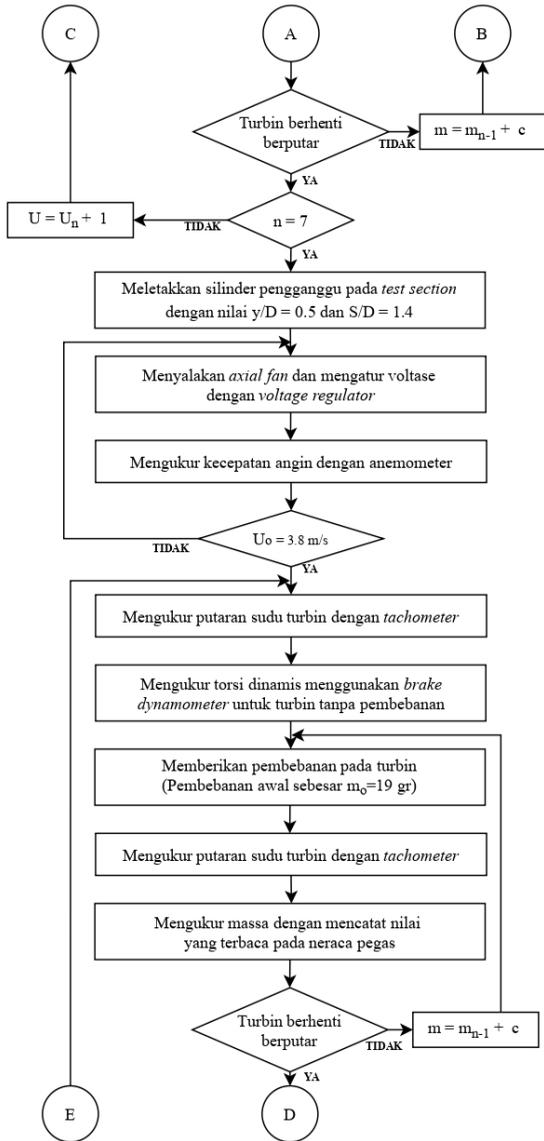
6. Melakukan pengukuran kecepatan angin dengan menggunakan *anemometer* dengan kecepatan angin sebesar 3.8 m/s.
7. Melakukan pengukuran torsi statis menggunakan *torquemeter*.
8. Mematikan *axial fan*.
9. Mengulangi langkah 3 sampai 7 dengan variasi sudut turbin angin Savonius (θ) sebesar $0^\circ < \theta \leq 180^\circ$ dengan kenaikan sudut sebesar 10° .
10. Mengulangi langkah 3 sampai 8 untuk variasi kecepatan 4,4 m/s hingga 9 m/s.
11. Meletakkan silinder pengganggu di depan turbin angin Savonius dengan mengatur rasio jarak antara pusat turbin dan pusat silinder pengganggu terhadap diameter turbin (S/D) sebesar 1.4 dan mengatur rasio posisi silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran angin terhadap diameter turbin (y/D) sebesar 0.5.
12. Mengulangi langkah 3 sampai 9 untuk turbin dengan silinder pengganggu.
13. Mematikan *axial fan*.
14. Mengolah seluruh data yang diperoleh dari eksperimen (torsi statis) dan melakukan *plotting* grafik torsi statis (T_s) dan torsi statis tanpa silinder pengganggu (T_{s0}) sebagai fungsi sudut (θ).

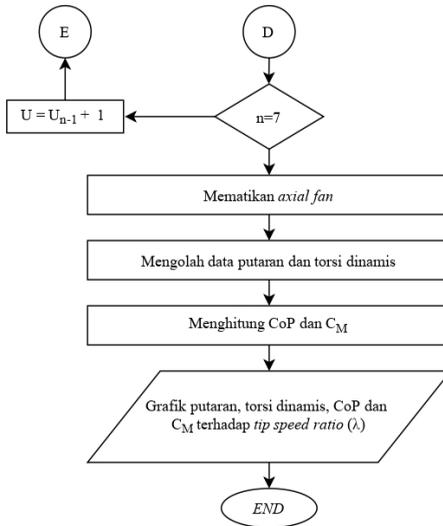
3.5. Diagram Alir Penelitian

Urutan prosedur pengambilan data dan pengukuran variabel dalam studi eksperimen ini dapat digambarkan dalam diagram alir sebagai berikut:

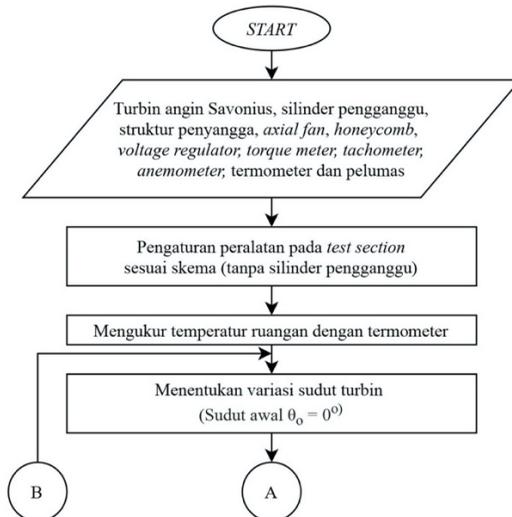
3.5.1. Diagram Alir Torsi Dinamis

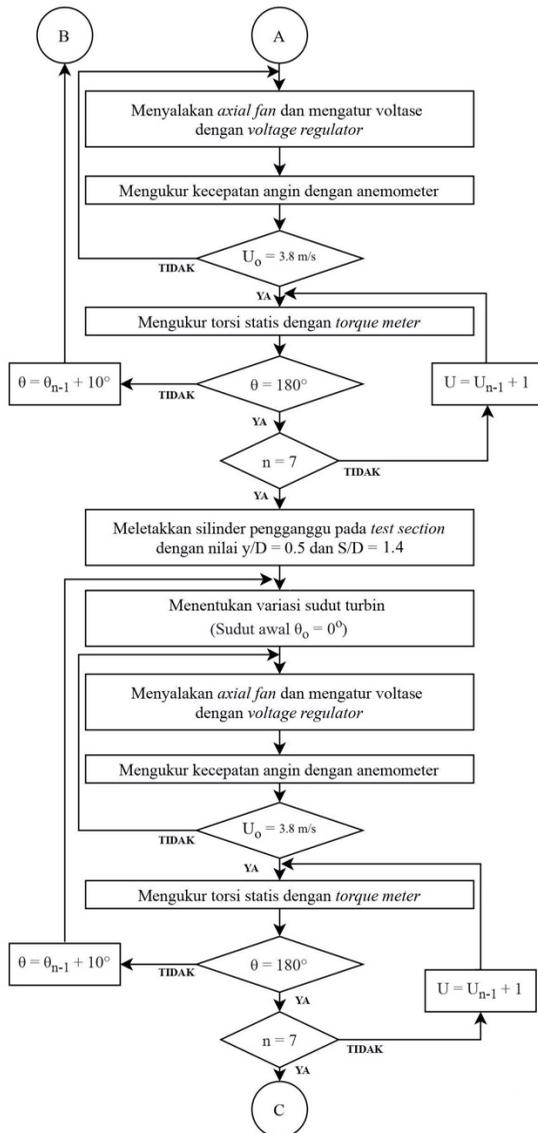


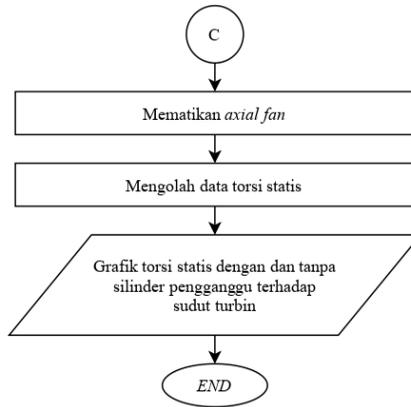




3.5.2. Diagram Alir Torsi Statis

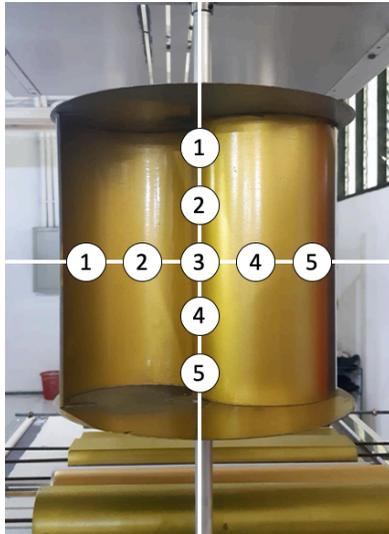






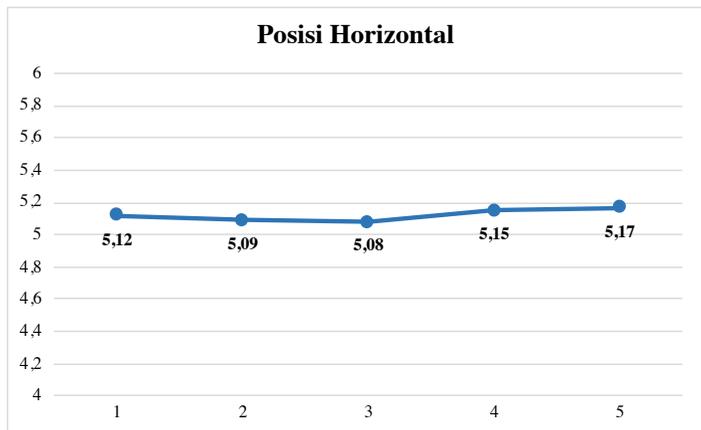
3.6. Uji *Uniformity*

Sebelum melakukan pengambilan data, dilakukan uji *uniformity* untuk memastikan bahwa aliran angin yang jatuh pada turbin sudah seragam (*uniform*). Uji *uniformity* aliran dilakukan baik ke arah vertikal maupun ke arah horizontal masing – masing arah diambil lima buah titik. Berikut merupakan skema titik pengambilan kecepatan aliran untuk uji *uniformity*.

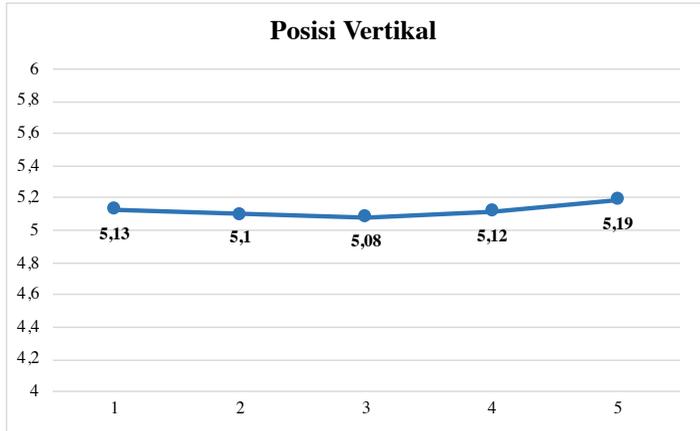


Gambar 3. 18 Skema titik pengujian uniformity

Hasil pengujian *uniformity* baik ke arah horizontal maupun vertikal ditunjukkan oleh gambar di bawah ini:



Gambar 3. 19 Hasil uji uniformity ke arah horizontal



Gambar 3. 20 Hasil uji uniformity ke arah vertikal

3.7. Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran

Untuk mengukur kualitas dari hasil pengukuran dilakukan perhitungan *uncertainty* (ketidakpastian). Nilai *uncertainty* atau ketidakpastian ini disajikan dalam suatu rentang nilai tertentu. Perhitungan *uncertainty* yang dilakukan menggunakan metode estimasi. Berikut merupakan perhitungan *uncertainty* untuk beberapa parameter penting dengan mengambil contoh data untuk kecepatan aliran 5 m/s ($Re = 9,73 \times 10^4$) pada CoP maksimum. Dari hasil pengukuran akan dihitung *uncertainty* dari setiap parameter hasil pengukuran. Kemudian *uncertainty* hasil ukur inilah yang kemudian diolah menjadi *uncertainty* parameter performa (CoP dan C_M) dan parameter lainnya (Re dan λ).

3.7.1 *Uncertainty* pada Pembacaan *Tip Speed Ratio* (λ)

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} = \omega \cdot R \cdot U^{-1}$$

$$d\lambda = \frac{\partial\lambda}{\partial\omega} d\omega + \frac{\partial\lambda}{\partial R} dR + \frac{\partial\lambda}{\partial U} dU$$

$$d\lambda = \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial\omega} d\omega + \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial R} dR + \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial U} dU$$

$$d\lambda = ([RU^{-1}] \cdot d\omega) + ([\omega U^{-1}] \cdot dR) + ([-\omega RU^{-2}] \cdot dU)$$

$$\frac{\partial\lambda}{\partial\omega} = RU^{-1}; \quad \frac{\partial\lambda}{\partial R} = \omega U^{-1}; \quad \frac{\partial\lambda}{\partial U} = -\omega RU^{-2}$$

- $U_{\lambda,\omega} = \frac{\delta\lambda,\omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial\omega} \cdot U_\omega$

$$U_{\lambda,\omega} = \omega \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot RU^{-1} \cdot U_\omega = U_\omega$$

- $U_{\lambda,R} = \frac{\delta\lambda,R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial R} \cdot U_R$

$$U_{\lambda,R} = R \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot \omega U^{-1} \cdot U_R = U_R$$

- $U_{\lambda,U} = \frac{\delta\lambda,U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \cdot \frac{\partial\lambda}{\partial U} \cdot U_U$

$$U_{\lambda,U} = U \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot -\omega RU^{-2} \cdot U_\omega = -U_U$$

$$U_\lambda = \pm \left\{ [U_{\lambda,\omega}]^2 + [U_{\lambda,R}]^2 + [U_{\lambda,U}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\lambda = \pm \left\{ [U_\omega]^2 + [U_R]^2 + [-U_U]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.1)$$

- *Uncertainty* pada pembacaan putaran (ω)

$$U_\omega = \pm \left\{ [U_{\omega,n}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm \left\{ [U_n]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm \left\{ \left[\frac{0,1}{188} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm 0,000532$$

$$U_\omega = \pm 0,0532\%$$

- *Uncertainty* pada pembacaan jari-jari turbin (R)

$$U_R = \pm \frac{1}{154,5} = \pm 0,00647$$

- *Uncertainty* pada pembacaan kecepatan (U)

$$U_U = \pm \frac{0,01}{5} = \pm 0,002$$

Selanjutnya substitusi hasil uncertainty ω , R, dan U ke persamaan 3.1 sehingga didapatkan hasil sebagai berikut.

$$U_\lambda = \pm \{[U_\omega]^2 + [U_R]^2 + [-U_U]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\lambda = \pm \{[0,000532]^2 + [0,00647]^2 + [-0,002]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\lambda = \pm 0,00679$$

$$U_\lambda = \pm 0,679\%$$

3.7.2 *Uncertainty pada Pembacaan Coefficient of Moment (C_M)*

$$U_{C_M} = \pm \{[U_{C_M,T_D}]^2 + [U_{C_M,\rho}]^2 + [U_{C_M,A}]^2 + [U_{C_M,U}]^2 + [U_{C_M,R}]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{C_M} = \pm \{[U_{T_D}]^2 + [-U_\rho]^2 + [-U_A]^2 + [-2U_U]^2 + [-U_R]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

- *Uncertainty* torsi dinamis (T_D)

$$U_{T_D} = \pm \{[U_{T_D,s-m}]^2 + [U_{T_D,r}]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm \{[U_{s-m}]^2 + [U_r]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm \{[(0,055127)]^2 + [0,000788]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm 0,05513$$

$$U_{T_D} = \pm 5,513\%$$

- *Uncertainty* massa jenis (ρ)

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [U_{\rho,T}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [-U_T]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [0,0175]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm 0,0175$$

$$U_{\rho} = \pm 1,75\%$$

- *Uncertainty* luas sapuan (A)

$$U_A = \pm \left\{ [U_{A,L}]^2 + [U_{A,H}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm \left\{ [U_L]^2 + [U_H]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm \left\{ [0,00324]^2 + [0,00336]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm 0,00466$$

$$U_A = \pm 0,466\%$$

$$U_{C_M} = \pm \left\{ \begin{array}{l} [(0,05513)]^2 + [-0,0175]^2 + \\ [-0,00466]^2 + [2(-0,0002)]^2 + [0,00647]^2 \end{array} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{C_M} = \pm 0,05854$$

$$U_{C_M} = \pm 5,854\%$$

3.7.3 *Uncertainty* pada Pembacaan *Coefficient of Power* (CoP)

$$U_{CoP} = \pm \left\{ [U_{CoP,C_M}]^2 + [U_{CoP,\lambda}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm \left\{ [U_{C_M}]^2 + [U_{\lambda}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm \left\{ [0,05854]^2 + [0,00679]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm 0,05893$$

$$U_{CoP} = \pm 5,893\%$$

3.7.4 *Uncertainty* pada Pembacaan Bilangan Reynolds (Re)

$$U_{Re} = \pm \left\{ [U_{Re,\rho}]^2 + [U_{Re,U}]^2 + [U_{Re,L}]^2 + [U_{Re,\mu}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Re} = \pm \left\{ [U_\rho]^2 + [U_U]^2 + [U_L]^2 + [-U_\mu]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

- *Uncertainty* pembacaan diameter turbin (L)

$$U_L = \pm \frac{1}{309} = \pm 0,00324$$

- *Uncertainty* viskositas dinamik (U_μ)

$$T_{\text{eksperimen}} = 28,5^\circ\text{C}$$

T (°C)	μ
27°	0,00001848
29°	0,00001857
28,5°	?

Interpolasi:

$$\mu_{28,5} = \left[\frac{(T_{28,5} - T_{27})(\mu_{29} - \mu_{27})}{(T_{29} - T_{27})} \right] + [\mu_{27}]$$

$$\mu_{28,5} = \left[\frac{(28,5 - 27)((1,857 - 1,848) \cdot 10^{-5})}{(29 - 27)} \right] + [1,848 \cdot 10^{-5}]$$

$$\mu_{28,5} = 1,855 \cdot 10^{-5}$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial T} = \frac{\Delta \mu}{\Delta T} = \frac{\mu_{29} - \mu_{27}}{29 - 27} = \frac{(1,857 - 1,848) \cdot 10^{-5}}{2}$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial T} = 4,72 \cdot 10^{-8}$$

$$U_{\mu(T)} = \pm \frac{\partial \mu}{\mu} = \pm \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} (\pm \delta T)$$

$$U_{\mu(T)} = \pm \frac{1}{1,855 \cdot 10^{-5}} \cdot 4,72 \cdot 10^{-8} \cdot (\pm 0,5)$$

$$U_{\mu(T)} = \pm 0,00127$$

$$U_{\mu(T)} = U_{\mu} = \pm 0,00127$$

$$U_{Re} = \pm \{ [0,0175]^2 + [0,002]^2 + [0,00324]^2 + [0,00127]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Re} = \pm 0,0179$$

$$U_{Re} = \pm 1,79\%$$

Apabila dari semua perhitungan di atas ditabulasikan, maka nilai *uncertainty* dari semua parameter yang dianalisis untuk kecepatan aliran 5 m/s ($Re = 9,73 \times 10^4$), tanpa penghalang pada CoP maksimum adalah sebagai berikut:

Tabel 3.12 Hasil Perhitungan Uncertainty Pengukuran

Parameter	Uncertainty	Uncertainty (%)
Ts (Ncm)	0,0022	0,220
λ	0,00679	0,679
Cm	0,05854	5,854
CoP	0,05893	5,893
Re	0,0179	1,790

3.8. Jadwal Penelitian

Aktivitas	Timeline																															
	Februari				Maret				April				Mei				Juni				Juli				Agustus							
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4				
Pembuatan Proposal	█	█	█	█	█	█	█	█					█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Ujian Proposal													█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Persiapan Eksperimen		█	█	█	█	█	█	█					█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Eksperimen											█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Pengolahan Data													█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Penulisan Tugas Akhir													█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				
Ujian Tugas Akhir													█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█				

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Perhitungan Data

Dari penelitian terdapat beberapa data yang ingin dicapai antara lain *coefficient of power* (CoP), *coefficient of moment* (C_M) dan *tip speed ratio* (TSR). Data – data tersebut diperoleh dengan mengolah data yang diperoleh dari percobaan seperti torsi statis dan komponen penyusun torsi dinamis (putaran turbin, massa pemberat dan massa yang terbaca di neraca). Pada penelitian ini, sesuai batasan masalah yang telah dipaparkan sebelumnya, dilibatkan aliran udara dengan asumsi *steady* dan *incompressible* dengan nilai *properties* sebagai berikut:

1. Tekanan *absolute* udara dalam keadaan standar atm (P_{std}) = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_{std}) = $288,2 \text{ }^\circ\text{K}$
3. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = $1,225 \text{ kg/m}^3$
4. Temperatur udara ruangan kerja (T) = $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$ = $301,5 \text{ }^\circ\text{K}$

Beberapa *properties* di atas akan digunakan dalam pengolahan data – data yang didapat dari eksperimen untuk mendapatkan data – data yang ingin dicapai.

4.1.1. Perhitungan Densitas Fluida Kerja

Perumusan persamaan umum gas ideal adalah sebagai berikut:

$$PV = m R T \tag{4.1}$$

dimana nilai m dan R dianggap konstan, maka apabila persamaan 4.1 disederhanakan dan dikombinasikan menjadi persamaan Boyle-Gay Lussac mengenai pemuaiian gas yaitu sebagai berikut:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.2)$$

dan diketahui bahwa volume (V) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$V = \frac{m}{\rho} \quad (4.3)$$

Sehingga dengan menyubtitusikan persamaan 4.3 ke dalam persamaan 4.2 didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.4)$$

dimana:

P_1 : Tekanan absolut udara (atm) = 1 atm = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

T_1 : Temperatur udara pada kondisi 1 (acuan) = $288,2 \text{ }^\circ\text{K}$

ρ_1 : Massa jenis udara pada kondisi 1 (acuan) = $1,225 \text{ kg/m}^3$

m_1 : Massa udara pada kondisi 1 (acuan)

P_2 : Tekanan absolut udara pada kondisi 2 (penelitian)

T_2 : Temperatur udara pada kondisi 2 (penelitian) = $301,5 \text{ }^\circ\text{K}$

ρ_2 : Massa udara pada kondisi 2 (penelitian)

m_2 : Massa udara pada kondisi 2 (penelitian)

Posisi untuk keadaan 1 (acuan) dan kondisi 2 (penelitian) adalah sama, sehingga dapat dikatakan bahwa tekanan dan massa untuk kedua kondisi sama. Apabila dirumuskan sebagai berikut:

$$P_1 = P_2 \quad (4.5)$$

$$m_1 = m_2 \quad (4.6)$$

Sehingga dengan menyubstitusikan persamaan 4.5 dan 4.6 ke dalam persamaan 4.4 didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \quad (4.7)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ }^\circ\text{K} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{301,5 \text{ }^\circ\text{K}}$$

$$\rho_2 = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

4.1.2. Perhitungan Bilangan Reynolds Fluida Kerja

Bilangan Reynolds merupakan bilangan tak berdimensi yang nilainya didapat berdasarkan persamaan 2.4 sebagai berikut:

$$Re = \frac{U L \rho_2}{\mu}$$

Selanjutnya untuk setiap elemen yang menyusun perumusan bilangan Reynolds dapat didapatkan melalui perhitungan sebagai berikut:

4.1.2.1. Panjang Karakteristik (L)

Panjang karakteristik (L) yang digunakan pada perhitunga bilangan Reynolds merupakan diameter turbin yang nilainya didapat berdasarkan persamaan 2.5 sebagai berikut:

$$L = 2D - b - 2x$$

$$L = 2(167) - 19 - 2(3) \text{ mm}$$

$$L = 309 \text{ mm}$$

dimana:

- L : Panjang karakteristik
- D : Diameter sudu turbin
- b : Diameter poros turbin
- x : Tebal sudu turbin

4.1.2.2. Viskositas Udara (μ)

Untuk menghitung viskositas fluida gas, digunakan persamaan Sutherland sebagai berikut:

$$\mu = \frac{bT^{1.5}}{S+T} \quad (4.8)$$

dimana setiap parameter penyusun viskositas pada persamaan 4.8 memiliki nilai sebagai berikut:

b : Konstanta 1 Sutherland = 1,458
 $\times 10^{-6} \frac{kg}{m s K^{0.5}}$

T : Temperatur penelitian = 301,5 °K

S : Konstanta 2 Sutherland = 110,4 °K

Sehingga dengan mensubstitusikan nilai setiap parameter ke dalam persamaan 4.8 didapatkan nilai viskositas fluida kerja untuk penelitian ini sebagai berikut:

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m s K^{0.5}} (301,5 \text{ } ^\circ K)^{1.5}}{(110,4 + 301,5) \text{ } ^\circ K}$$

$$\mu = 1,86 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s}$$

4.1.2.3. Bilangan Reynolds (Re)

Sebelumnya telah dihitung untuk parameter – parameter yang menyusun perumusan bilangan Reynolds. Apabila nilai dari perhitungan sebelumnya

(densitas fluid kerja, panjang karakteristik dan viskositas udara) disubstitusikan ke dalam persamaan 2.4 dan dengan mengambil contoh salah satu kecepatan ($U = 5 \text{ m/s}$), maka didapatkan bilangan Reynolds sebagai berikut:

$$Re = \frac{U L \rho_2}{\mu}$$

$$Re = \frac{\left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (309 \text{ mm}) \left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}}\right)}{1,86 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$

$$Re = 97.265$$

Dari perhitungan di atas didapatkan bilangan Reynolds untuk setiap nilai kecepatan uji yang digunakan dalam eksperimen. Data bilangan Reynolds ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut ini:

Kecepatan (m/s)	Bilangan Reynolds
3,8	73.922
4,4	85.594
5	97.265
6	116.718
7	136.172
8	155.625
9	175.078

4.1.3. Perhitungan *Tip Speed Ratio*

Selanjutnya, data yang perlu dihitung adalah *tip speed ratio* (λ). Nilai *Tip speed ratio* didapat berdasarkan persamaan 2.21 sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U}$$

Mengambil salah satu data yaitu pada kecepatan aliran $U = 5 \text{ m/s}$ sebagai perhitungan berikut, didapatkan data – data sebagai berikut:

$$m = 24 \text{ gram}$$

$$n = 323,3885$$

$$\omega = \frac{2\pi(323,3885)}{60} = 33,848 \text{ rad/s}$$

$$R = L/2 = 0,309/2 = 0,1545 \text{ m}$$

Sehingga apabila nilai – nilai di atas disubstitusikan ke dalam persamaan *tip speed ratio*, akan didapatkan nilai *tip speed ratio* sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{(33,848 \frac{\text{rad}}{\text{s}})(0,1545 \text{ m})}{(5 \frac{\text{m}}{\text{s}})} = 1,0459$$

4.1.4. Perhitungan Torsi Dinamis

Sebelum melakukan perhitungan performa yang ditunjukkan salah satunya oleh *coefficient of power* (CoP), terlebih dahulu dihitung torsi dinamis yang mempresentasikan besar torsi yang mampu dihasilkan oleh turbin. Berikut merupakan perumusan torsi dinamis berdasarkan persamaan 2.14:

$$T_D = \{|m - s| g\} r$$

dimana:

m : massa riil beban

s : massa beban yang terbaca pada neraca pegas

g : percepatan gravitasi bumi ($9,81 \text{ m/s}^2$)

r : jari jari silinder yang menerima beban

Mengambil salah satu data yaitu pada kecepatan aliran $U = 5 \text{ m/s}$ sebagai perhitungan berikut, didapatkan data – data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= 24 \text{ gram} \\ s &= 90 \text{ gram} \\ r &= 0,01269 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga apabila nilai – nilai di atas disubstitusikan ke dalam persamaan torsi dinamis, akan didapatkan nilai torsi dinamis sebagai berikut:

$$T_D = \left\{ |24 - 90|g \cdot \left(\frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \right) \cdot \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right\} 0,01269$$

$$T_D = 0,008216 \text{ Nm}$$

4.1.5. Perhitungan *Coefficient of Power*

Perbandingan antara besar daya yang dapat dihasilkan turbin dengan besar daya yang diberikan oleh fluida kerja ditunjukkan oleh *coefficient of power* (CoP). Berikut ini merupakan perumusan *coefficient of power* berdasarkan persamaan 2.20:

$$CoP = \frac{\{|m - s| g\} r \omega}{\frac{1}{2} \rho A U^3}$$

dimana:

A : Luas sudu turbin yang ditabrak oleh fluida kerja

Luasan tersebut didapat dari persamaan 2.16 sebagai berikut:

$$A = L \cdot H$$

$$A = (0,309 \text{ m})(0,298 \text{ m}) = 0,092 \text{ m}^2$$

Mengambil salah satu data yaitu pada kecepatan aliran $U = 5 \text{ m/s}$ sebagai perhitungan berikut, didapatkan data – data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= 24 \text{ gram} \\ s &= 90 \text{ gram} \\ r &= 0,01269 \text{ m} \\ n &= 323,3885 \\ \omega &= \frac{2\pi(323,3885)}{60} = 33,848 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

Sehingga dengan menyubtitusikan nilai – nilai di atas ke dalam persamaan luas sapuan, akan didapatkan nilai *coefficient of power* sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\left\{ \left(\frac{|24 - 90|}{1000} \text{ kg} \right) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \right\} (0,01269 \text{ m}) \left(33,848 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)}{\frac{1}{2} \left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,092 \text{ m}^2) \left(\left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^3 \right)}$$

$$CoP = 0,0413$$

4.1.6. Perhitungan *Coefficient of Moment*

Perbandingan antara besar torsi yang dapat dihasilkan turbin dengan besar torsi yang diberikan oleh fluida kerja ditunjukkan oleh *coefficient of moment* (C_M). Berikut ini merupakan perumusan *coefficient of moment* berdasarkan persamaan 2.22:

$$C_M = \frac{2T_D}{\rho A U^2 R}$$

Mengambil salah satu data yaitu pada kecepatan aliran $U = 5 \text{ m/s}$ sebagai perhitungan berikut, didapatkan data – data sebagai berikut:

$$T_D = 0,008216 \text{ Nm}$$

$$A = 0,092 \text{ m}^2$$

$$R = L/2 = 0,309/2 = 0,1545 \text{ m}$$

Sehingga dengan menyubtitusikan nilai – nilai di atas ke dalam *coefficient of moment*, akan didapatkan nilai *coefficient of power* sebagai berikut:

$$C_M = \frac{2(0,008216 \text{ Nm})}{\left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,092 \text{ m}^2) \left(\left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right) (0,1545 \text{ m})}$$

$$C_M = 0,0395$$

4.1.7. Perhitungan *Coefficient of Static Torque* (Cts)

Nilai torsi statis yang didapatkan dari *torquemeter* selanjutnya diolah menjadi parameter tak berdimensi yang disebut koefisien torsi statis. Berikut merupakan perumusan koefisien torsi statis berdasarkan persamaan 2.10:

$$C_{ts} = \frac{4T_s}{A \rho L U^2}$$

dimana:

T_s : Torsi statis

Mengambil salah satu data yaitu pada kecepatan aliran $U = 5$ m/s pada sudut 30 sebagai perhitungan berikut, didapatkan data – data sebagai berikut:

$$T_s = 4,52 \text{ N.cm} = 4,52 \times 10^2 \text{ N.m}$$

$$A = 0,092 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3$$

$$L = 0,309 \text{ m}$$

Sehingga dengan menyubtitusikan nilai – nilai di atas ke dalam perasmaan koefisien torsi statis, akan didapatkan nilai *coefficient of static torque* sebagai berikut:

$$C_M = \frac{4(0,0452 \text{ Nm})}{(0,092 \text{ m}^2) \left(1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0,309 \text{ m}) \left(\left(5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2\right)}$$
$$C_M = 0,217$$

4.2. Analisis Performa Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Untuk mengetahui apakah dengan meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin dapat mengakibatkan kenaikan performa, perlu dilakukan pengukuran dan analisis data turbin tanpa pengganggu. Analisis data turbin tanpa pengganggu berfungsi untuk

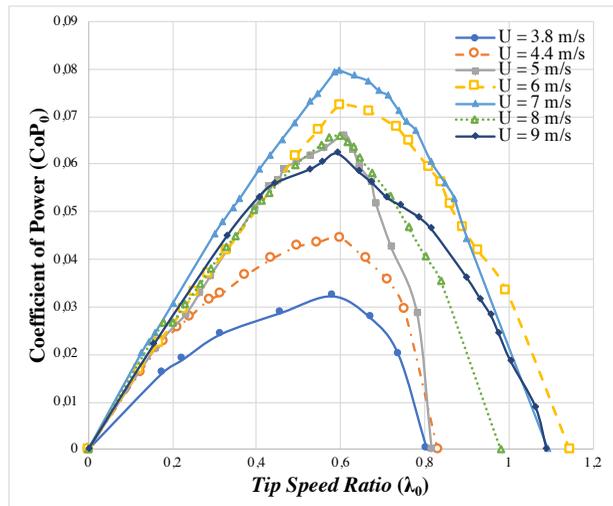
sebagai data acuan awal yang mempresentasikan kondisi awal turbin sekaligus sebagai pembanding dengan hasil setelah diberi silinder pengganggu. Pengujian dilakukan pada tujuh variasi kecepatan yaitu 3,8 m/s ($Re = 7,4 \times 10^4$), 4,4 m/s ($Re = 8,56 \times 10^4$), 5 m/s ($Re = 9,73 \times 10^4$), 6 m/s ($Re = 11,67 \times 10^4$), 7 m/s ($Re = 13,62 \times 10^4$), 8 m/s ($Re = 15,56 \times 10^4$) dan 9 m/s ($Re = 17,51 \times 10^4$). Data – data yang akan dianalisis antara lain *coefficient of power* (CoP_0) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ_0) dan fungsi bilangan Reynolds (Re), *coefficient of moment* (C_{M0}) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ_0) serta torsi statis (T_{s0}) sebagai fungsi sudut (θ). Analisis yang dilakukan akan disertai grafik.

4.2.1. Analisis Coefficient of Power (CoP_0)

Berdasarkan hasil dari eksperimen yang dilakukan, akan didapat data berupa massa riil beban (m), massa yang terbaca pada neraca pegas (s), kecepatan putar turbin (n) dan jari – jari poros yang dikenai beban (r) yang kemudian semuanya diolah melalui perhitungan dan menghasilkan besar torsi dinamis dan daya *output* turbin. Pada perhitungan torsi dinamis, melibatkan suatu sistem pengukuran *brake dynamometer*. Pada saat melakukan pengukuran menggunakan *brake dynamometer*, dilakukan pembebanan secara berkala agar didapat variasi nilai *tip speed ratio*. Daya *output* yang kemudian lebih lanjut lagi diolah menjadi *coefficient of power*. Analisis *coefficient of power* akan dibagi menjadi dua bahasan yaitu hubungannya terhadap *tip speed ratio* dan satu lagi terhadap kecepatan aliran.

4.2.1.1. Analisis *Coefficient of Power* (CoP_0) Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ)

Analisis *coefficient of power* yang pertama adalah membahas hubungan *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio*. Berikut ini pada gambar 4.1 disajikan grafik hubungan antara keduanya. *Coefficient of power* sebagai elemen vertikal (sumbu y), sedangkan *tip speed ratio* sebagai elemen horizontal (sumbu x).



Gambar 4. 1 Grafik *Coefficient of power* sebagai fungsi *tip speed ratio*

Pada grafik 4.1 di atas terdapat tujuh buah grafik yang mewakili hubungan *coefficient of power* dengan *tip speed ratio* untuk setiap variasi kecepatan aliran. Dari gambar grafik di atas, terlihat bahwa untuk seluruh variasi kecepatan aliran, nilai *coefficient of power* memiliki *trendline* parabolik yaitu grafik cenderung naik seiring kenaikan *tip*

speed ratio hingga mencapai suatu titik tertentu kemudian turun kembali. Titik yang menjadi transisi atau perubahan *trendline* ini disebut sebagai titik CoP_0 maksimum atau disebut juga sebagai titik TSR_0 optimum. Kenaikan CoP_0 terjadi pada rentang λ_0 0 s.d. $\pm 0,6$ sebelum kemudian CoP_0 turun kembali pada rentang $\lambda_0 \geq \pm 0,6$.

Untuk kecepatan aliran 3,8 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 3,22% pada λ_0 optimum 0,580. CoP_{max_0} pada kecepatan 3,8 m/s ini merupakan CoP_{max_0} terendah jika dibandingkan dengan nilai CoP_{max_0} untuk variasi kecepatan lainnya. Selanjutnya untuk kecepatan aliran 4,4 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 4,45% pada λ_0 optimum 0,599. Untuk kecepatan aliran 5 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 6,6% pada λ_0 optimum 0,608. Untuk kecepatan aliran 6 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 7,24% pada λ_0 optimum 0,598. Untuk kecepatan aliran 7 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 7,96% pada λ_0 optimum 0,595. Untuk kecepatan aliran 8 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 6,59% pada λ_0 optimum 0,596 dan terakhir untuk kecepatan aliran 9 m/s, didapatkan CoP tertinggi (CoP_{max_0}) sebesar 6,23% pada λ_0 optimum 0,591. Melihat hasil tersebut, λ optimum untuk seluruh variasi kecepatan konsisten di $\pm 0,6$.

Dari hasil penelitian didapatkan bahwa CoP maksimum terjadi pada $\lambda \pm 0,6$. Hasil ini mendekati salah satu penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh **Kamoji et al (2008)** dimana untuk kasus *single stage Savonius* memiliki CoP maksimum di $\lambda \pm 0,7$. Sedikit perbedaan ini timbul kemungkinan diakibatkan oleh perbedaan dimensi

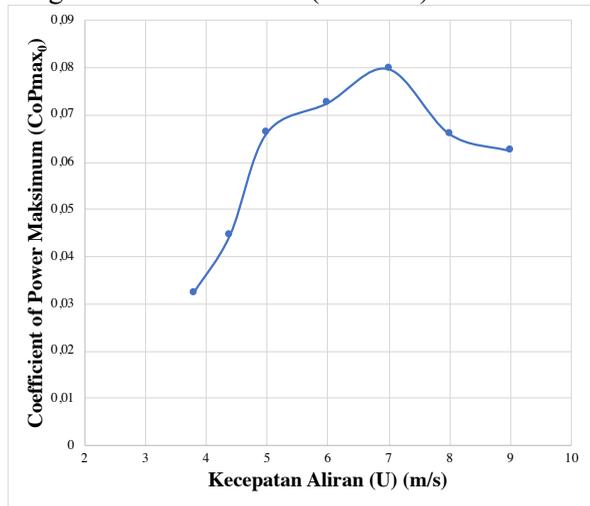
turbin. Penambahan massa pada *brake dynamometer* menyebabkan penurunan *tip speed ratio* sehingga arah *plotting* grafik berjalan dari sumbu y^+ ke arah sumbu y^- , maka juga dapat dikatakan nilai *coefficient of power* memiliki *trendline* parabolik cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai suatu titik tertentu kemudian turun kembali.

Dari *trendline* grafik yang dihasilkan, diketahui bahwa hubungan antara *coefficient of power* dan *tip speed ratio* adalah fungsi parabolik. Berikut akan dijelaskan mengapa hubungan keduanya membentuk fungsi parabolik. *Coefficient of power* merupakan perbandingan antara daya yang dihasilkan turbin terhadap daya yang diberikan oleh aliran angin. Daya turbin didapat dari perkalian torsi dinamis dengan kecepatan putar turbin. Besar torsi dinamis diukur menggunakan *brake dynamometer*. Penambahan massa pada *brake dynamometer* selain bertujuan untuk memvariasikan *tip speed ratio* juga menyebabkan selisih antara massa riil dengan massa yang terbaca pada neraca semakin besar, sehingga CoP naik. Namun di lain sisi, penambahan massa juga menyebabkan kecepatan putar turbin menurun akibat adanya kenaikan gaya yang menahan putaran poros turbin, yaitu gaya yang diberikan benang *brake dynamometer*, yang mana hal ini menyebabkan CoP turun. Maka penambahan massa, menyebabkan kenaikan CoP ketika kenaikan selisih massa lebih dominan daripada penurunan kecepatan putar turbin hingga mencapai titik tertentu. Kemudian CoP kembali turun, yaitu ketika penurunan kecepatan turbin lebih dominan daripada kenaikan selisih massa. Fungsi CoP yang berbentuk parabolik juga dipengaruhi oleh fungsi *losses*

(kerugian) akibat gesekan yang sebagian terjadi pada komponen *bearing*. Kerugian yang terjadi juga berupa fungsi parabolik namun dengan arah puncak yang berbeda. Grafik kerugian merupakan cerminan grafik CoP terhadap sumbu y. CoP maksimum akan dicapai pada nilai kerugian minimum, begitu juga sebaliknya.

4.2.1.2. Analisis *Coefficient of Power* Maksimum (CoP_{max0}) Fungsi Kecepatan Aliran (U)

Analisis *coefficient of power* berikutnya adalah membahas hubungan *coefficient of power* terhadap kecepatan aliran. Berikut ini pada gambar 4.2 disajikan grafik hubungan antara keduanya. *Coefficient of power* maksimum sebagai elemen vertikal (sumbu y), sedangkan kecepatan aliran sebagai elemen horizontal (sumbu x).



Gambar 4. 2 Grafik *Coefficient of power* sebagai fungsi kecepatan aliran

Pada grafik di atas terdapat tujuh buah titik yang mewakili *coefficient of power* maksimum untuk setiap variasi kecepatan aliran. Dari gambar grafik di atas, terlihat bahwa nilai *coefficient of power* maksimum memiliki *trendline* parabolik yaitu grafik cenderung naik seiring kenaikan kecepatan aliran hingga mencapai suatu titik tertentu kemudian turun kembali. CoP maksimum naik dari mulai kecepatan 3.8 m/s hingga 7 m/s lalu kemudian turun.

Nilai CoP maksimum (CoP_{max0}) pada kecepatan aliran 3.8 m/s adalah CoP tertinggi sebesar 3,22%, pada kecepatan aliran 4,4 m/s sebesar 4,45% pada kecepatan aliran 5 m/s sebesar 6,6%, pada kecepatan aliran 6 m/s sebesar 7,24% pada kecepatan aliran 7 m/s sebesar 7,96% pada kecepatan aliran 8 m/s sebesar 6,59% dan pada kecepatan aliran 9 m/s sebesar 6,23%. CoP_{max0} tertinggi dicapai pada kecepatan aliran angin 7 m/s dengan nilai CoP maksimum 7,96%.

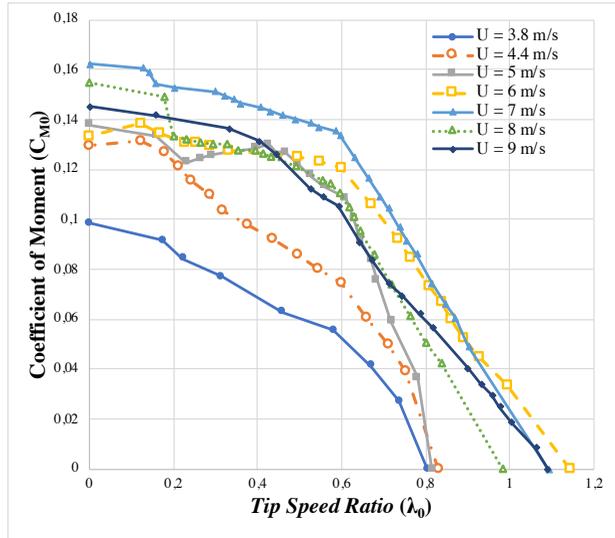
Menelaah lebih lanjut mengenai *trendline* dari grafik 4.2, nilai CoP_{max0} pada kecepatan 3.8 m/s menuju 7 m/s mengalami kenaikan, sedangkan pada kecepatan 7 m/s menuju 9 m/s mengalami penurunan. Hal ini menunjukkan bahwa terdapat pengaruh yang signifikan oleh kecepatan aliran terhadap nilai CoP maksimum yang dapat dicapai turbin. Hal ini juga menunjukkan bahwa peningkatan kecepatan aliran yang melewati turbin tidak berbanding lurus dengan peningkatan CoP maksimum. Terdapat beberapa penjelasan mengenai fenomena ini dan akan didiskusikan lebih jauh lagi pada paragraf selanjutnya.

Seperti yang sudah dijelaskan pada analisis CoP sebelumnya, *coefficient of power* (CoP)

merupakan rasio daya yang dihasilkan oleh turbin terhadap daya yang diberikan oleh aliran angin. Meningkatkan kecepatan aliran angin dapat menaikkan daya turbin karena kecepatan sudu turbin yang dihasilkan juga turut naik, namun di lain sisi secara bersamaan juga menaikkan daya yang diberikan oleh aliran angin. Selain itu, ketika kecepatan aliran dinaikkan, pada suatu kecepatan tertentu kecepatan tidak lagi signifikan dalam menurunkan *pressure drag* di depan *returning blade*. Turbin Savonius merupakan turbin yang prinsip kerjanya memanfaatkan selisih torsi antara kedua sudunya, sehingga ketika *pressure drag* di sisi *returning blade* tidak berhasil diturunkan secara signifikan maka selisih torsi antar *blade* mengecil dan CoP turun. Pada penelitian sebelumnya oleh **Riza Umami (2019)** dikatakan bahwa kenaikan kecepatan aliran angin juga menyebabkan putaran turbin menjadi sangat tinggi, akibatnya turbin seakan akan menjadi *solid wall* dimana aliran angin tidak dapat jatuh pada sudu – sudu turbin dengan baik sehingga daya turbin yang dihasilkan menjadi rendah dan CoP turun. Hasil penelitian ini diperkuat dengan adanya kesesuaian hasil dengan penelitian sebelumnya, **Mahmoud et al. (2010)**, dimana grafik hubungan *power coefficient* untuk pengujian variasi jumlah *blade* dan variasi *aspect ratio* (gambar 2.21 (a) dan (d)) menunjukkan bahwa *power coefficient* pada kecepatan aliran 6 m/s menuju 11 m/s mengalami kenaikan dan pada kecepatan aliran 11 m/s menuju 12 m/s mengalami penurunan. Fenomena inilah yang menyebabkan hubungan antara *coefficient of power* (pada konteks ini *coefficient of power* maksimum) dengan kecepatan aliran angin akan tersajikan dalam grafik parabolik.

4.2.2. Analisis *Coefficient of Moment* (C_{M0})

Seperti yang sudah dijelaskan pada sub-bab analisis *coefficient of power*, dari hasil eksperimen didapatkan beberapa parameter. Parameter ini kemudian diolah menjadi torsi dinamis. Torsi dinamis ini selain nilainya diolah menjadi *coefficient of power*, juga diolah menjadi *coefficient of moment*. *Coefficient of moment* merupakan rasio torsi yang dihasilkan oleh turbin (torsi dinamis) terhadap torsi yang diberikan oleh aliran angin (torsi teoritis). Pada saat melakukan pengukuran menggunakan *brake dynamometer*, dilakukan pembebanan secara berkala agar didapat variasi nilai *tip speed ratio*. Analisis *coefficient of moment* membahas hubungan *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio*. Berikut ini pada gambar 4.3 disajikan grafik hubungan antara keduanya. *Coefficient of moment* sebagai elemen vertikal (sumbu y), sedangkan *tip speed ratio* sebagai elemen horizontal (sumbu x). Pada grafik 4.3 terdapat tujuh buah grafik yang mewakili hubungan *coefficient of moment* dengan *tip speed ratio* untuk setiap variasi kecepatan aliran.



Gambar 4. 3 Grafik Coefficient of moment sebagai fungsi tip speed ratio

Dari grafik 4.3 di atas, untuk seluruh variasi kecepatan, nilai *coefficient of moment* (C_{M0}) memiliki *trendline* turun seiring kenaikan nilai *tip speed ratio*. Penambahan massa pada *brake dynamometer* menyebabkan penurunan *tip speed ratio* sehingga arah *plotting* grafik berjalan dari sumbu y^+ ke arah sumbu y^- , maka juga dapat dikatakan nilai *coefficient of moment* memiliki *trendline* cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio*.

Untuk kecepatan aliran 3,8 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 9,85% pada λ_0 optimum 0. Selanjutnya untuk kecepatan aliran 4,4 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 13,13% pada λ_0 optimum 0,123. Untuk kecepatan aliran 5 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 13,79% pada λ_0 optimum 0.

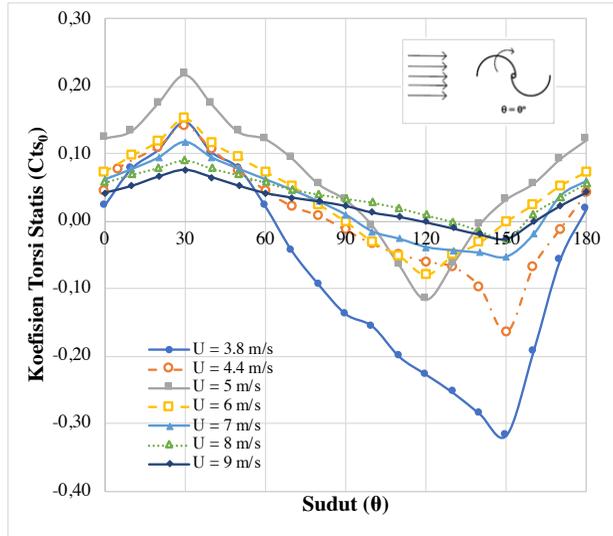
Untuk kecepatan aliran 6 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 13,81% pada λ_0 optimum 0,121. Untuk kecepatan aliran 7 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 16,22% pada λ_0 optimum 0. Untuk kecepatan aliran 8 m/s, didapatkan C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) sebesar 15,46% dan kecepatan aliran 9 m/s sebesar 14,52%, dimana keduanya pada λ_0 optimum 0. Dengan membandingkan C_{Mmax0} untuk seluruh variasi kecepatan, C_{Mmax0} pada kecepatan 3,8 m/s merupakan C_{Mmax0} terendah dan C_{Mmax0} pada kecepatan 7 m/s merupakan C_{Mmax0} tertinggi. Dari kecepatan aliran 3,8 m/s hingga 7 m/s, terjadi kenaikan C_{Mmax0} dan dari kecepatan aliran 7 m/s hingga 9 m/s terjadi penurunan C_{Mmax0} . λ_0 optimum untuk seluruh variasi kecepatan terjadi pada range TSR_0 0 s.d. 0,12.

Membahas lebih lanjut mengenai *trendline* dari grafik 4.2, seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, nilai C_{M0} mengalami penurunan seiring kenaikan nilai *tip speed ratio*. Dengan arah *plotting* grafik berjalan dari sumbu y^+ ke arah sumbu y^- , titik C_{M0} tertinggi (C_{Mmax0}) terjadi pada satu pembebanan sebelum pembebanan terakhir yang membuat turbin berhenti. Titik C_{M0} terendah terjadi pada saat awal sebelum adanya pembebanan. Pada saat awal sebelum pembebanan C_{M0} bernilai nol karena torsi dinamis turbin sama dengan nol akibat selisih pembebanan sama dengan nol. Pada saat turbin berhenti, C_{M0} mencapai nilai tertingginya karena pada saat titik tersebutlah torsi terbesar dihasilkan untuk dapat menghentikan putaran turbin. Secara keseluruhan, hal yang menjadi sorotan dalam grafik adalah nilai *coefficient of moment* turun seiring kenaikan *tip speed ratio*. Hal ini disebabkan oleh penambahan massa.

Semakin besar penambahan massa yang dilakukan, akan menyebabkan penurunan *tip speed ratio* dan kenaikan *coefficient of power*, sehingga terjadi kenaikan *coefficient of moment*. Selanjutnya dibahas lebih lanjut mengenai hubungan antara *coefficient of moment* dengan kecepatan aliran. *Coefficient of moment* naik seiring kenaikan aliran angin hingga mencapai aliran angin optimum dan kemudian turun kembali setelah melewati kecepatan aliran optimum tersebut.

4.2.3. Analisis Torsi Statis (T_{s0})

Selain massa (m dan s) dan kecepatan putaran turbin (n), dari eksperimen juga didapatkan data berupa nilai torsi statis. Torsi statis ini merupakan torsi yang merepresentasikan kemampuan turbin untuk bergerak dari kondisi diamnya (*self starting*). Pengukuran torsi statis dilakukan dengan menggunakan *torquemeter* dan pada keadaan turbin diam tidak berputar akibat poros turbin yang dikunci oleh *torquemeter*. Kemudian turbin dialiri oleh fluida kerja. Nilai torsi statis pada analisis dipresentasikan dalam parameter tak berdimensi agar pembacaan lebih universal, yaitu dalam koefisien torsi statis (C_{ts0}). Analisis torsi statis membahas hubungan koefisien torsi statis terhadap sudut. Berikut ini pada gambar 4.4 disajikan grafik hubungan antara keduanya. Torsi statis sebagai elemen vertikal (sumbu y), sedangkan sudut sebagai elemen horizontal (sumbu x).



Gambar 4. 4 Grafik koefisien torsi statis sebagai fungsi sudut

Pada grafik di atas terdapat tujuh buah grafik yang mewakili hubungan koefisien torsi statis dengan sudut untuk setiap variasi kecepatan aliran. Dari gambar grafik di atas, terlihat bahwa grafik memiliki *trendline* menyerupai grafik sinus dengan satu gunung dan satu lembah.

Untuk kecepatan 3,8 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,147 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,318 pada sudut 150° . Untuk kecepatan 4,4 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,142 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,165 pada sudut 150° . Untuk kecepatan 5 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,217 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,116 pada sudut 120° . Untuk kecepatan 6 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,152 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,08 pada sudut 120° . Untuk

kecepatan 7 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,117 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,053 pada sudut 150° . Untuk kecepatan 8 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,091 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,027 pada sudut 150° . Untuk kecepatan 9 m/s, didapatkan C_{ts0} tertinggi sebesar 0,075 pada sudut 30° dan C_{ts0} terendah sebesar -0,025 pada sudut 150° .

Membahas lebih jauh mengenai *trendline* grafik 4.4, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Luas *advancing blade* yang ditabrak oleh aliran angin berperan penting pada peningkatan selisih gaya *drag*. Untuk seluruh variasi kecepatan, nilai koefisien torsi statis tertinggi dicapai pada sudut 30° . Pada sudut 30° ini nilai koefisien torsi statis positif dan terbesar. Nilai koefisien torsi statis yang positif mengindikasikan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting*, nilai koefisien torsi statis yang besar mengindikasikan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang baik. Koefisien torsi statis terbesar dapat dicapai pada sudut ini dikarenakan pada sudut 30° , lebih banyak aliran angin yang dapat ditangkap oleh *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Selain itu, pada sudut 30° ini, *returning blade* menjadi lebih sedikit menerima aliran angin sehingga gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Kenaikan gaya *drag* pada sisi *advancing* dan penurunan gaya *drag* pada sisi *returning* menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu naik dan nilai koefisien torsi statis turut meningkat. Untuk variasi kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 7 m/s s.d.

9 m/s, nilai koefisien torsi terendah dicapai pada sudut 150° dan untuk kecepatan 5 m/s dan 6 m/s pada sudut 120° . Koefisien torsi statis terendah untuk seluruh variasi kecepatan bernilai negatif yang mana hal ini berarti bahwa pada sudut – sudut tersebut, turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* dan hanya pada beberapa sudut tertentu (sudut dengan torsi positif) turbin dapat bergerak dari keadaan diamnya tanpa bantuan gaya eksitasi. Pada sudut 150° (untuk $U = 3,8$ m/s; 4,4 m/s; 7 m/s; 8 m/s; dan 9 m/s) dan 120° (untuk $U = 5$ m/s dan 6 m/s) dihasilkan nilai torsi terendah karena pada posisi tersebut lebih banyak aliran angin yang ditangkap oleh *returning blade* daripada yang ditangkap oleh *advancing blade*. Selanjutnya hal ini menyebabkan arah gaya *drag* berlawanan dengan arah putar turbin dan gaya *drag* pada sisi *returning* mengalami kenaikan sedangkan gaya *drag* pada sisi *advancing* turun. Kedua hal inilah yang menyebabkan nilai torsi yang dihasilkan negatif.

Berdasarkan grafik pada titik koefisien torsi terendah dihasilkan, koefisien torsi statis mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan kecepatan aliran. Kenaikan torsi statis sering kenaikan kecepatan aliran ini disebabkan peningkatan kecepatan aliran angin yang melewati turbin menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin naik. Semakin besar selisih gaya *drag* antara kedua *blade* akan menyebabkan nilai torsi statis turbin meningkat. Selain itu, peningkatan kecepatan aliran angin yang melewati turbin dapat menaikkan kemampuan *self starting* turbin karena seakan akan turbin diberi bantuan gaya eksternal untuk berputar. Seiring kenaikan kecepatan aliran, grafik juga semakin melandai sehingga nilai

koefisien torsi statis semakin uniform untuk seluruh sudut. *Uniformity* nilai koefisien torsi statis menunjukkan peningkatan performa turbin dimana di seluruh sudut memiliki kemampuan *self starting* yang hampir sama, tidak hanya pada sudut - sudut tertentu. Namun memang, apabila melihat nilai di sudut 30° , nilai koefisien torsi statis tertinggi tidak dicapai oleh kecepatan aliran tertinggi melainkan pada kecepatan 5 m/s.

Untuk semua variasi kecepatan, masih selalu ditemui torsi statis yang bernilai negatif. Maka dapat dikatakan tidak didapatkan satu kecepatanpun yang dapat memutar turbin pada posisi sudut berapapun. Sudut masih menjadi variabel penentu dapat tidaknya turbin bergerak dari keadaan diamnya.

4.3. Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Setelah sebelumnya dibahas mengenai performa turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu, selanjutnya akan dibahas mengenai analisis performa turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu. Pada analisis data ini, nantinya performa turbin dengan silinder pengganggu dibandingkan dengan performa turbin tanpa silinder pengganggu. Analisis data ini berfungsi untuk mendiskusikan rumusan masalah sebelumnya yang berupa hipotesis dengan menginvestigasi lebih jauh apakah ada perubahan performa dan seberapa besar perubahan performa yang terjadi.

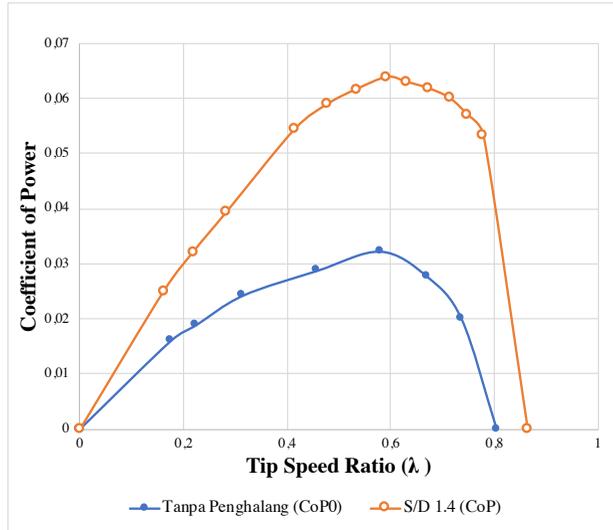
Dalam pengujian, dilibatkan silinder pengganggu yang berdiameter = 83 mm ($d/D = 0,5$) dan tinggi sebesar 500 mm. Silinder pengganggu ini diletakkan pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$. Pengujian dilakukan pada tujuh variasi

kecepatan yang sama seperti yang dilakukan pada pengujian performa turbin tanpa silinder pengganggu, yaitu 3,8 m/s ($Re = 7,4 \times 10^4$), 4,4 m/s ($Re = 8,56 \times 10^4$), 5 m/s ($Re = 9,73 \times 10^4$), 6 m/s ($Re = 11,67 \times 10^4$), 7 m/s ($Re = 13,62 \times 10^4$), 8 m/s ($Re = 15,56 \times 10^4$) dan 9 m/s ($Re = 17,51 \times 10^4$).

Data – data yang akan dianalisis antara lain *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) dan fungsi bilangan Reynolds (Re), *coefficient of moment* (C_M) sebagai fungsi *tip speed ratio* (λ) serta torsi statis (T_s) sebagai fungsi sudut (θ). Analisis yang dilakukan akan disertai grafik yang memuat dua grafik yaitu untuk kasus dengan dan tanpa silinder pengganggu untuk semua variasi kecepatan.

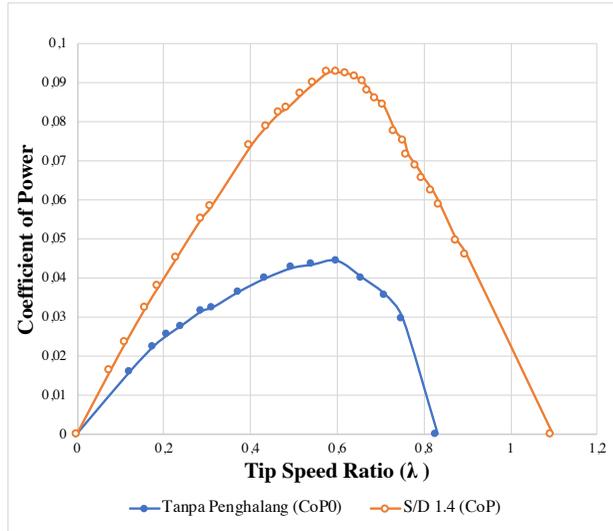
4.3.1. Analisis Coefficient of Power (CoP)

Analisis performa turbin yang pertama adalah analisis *coefficient of power*. *Coefficient of power* didapat dari membandingkan daya *output* turbin yang didapat dari perhitungan nilai torsi dinamis terhadap daya yang diberikan aliran angin. Pada analisis *coefficient of power* ini akan disajikan tujuh buah grafik, yang mana tiap grafiknya mewakili hubungan CoP- λ dan hubungan keduanya terhadap CoP₀- λ_0 (turbin tanpa silinder pengganggu) untuk setiap variasi kecepatan.



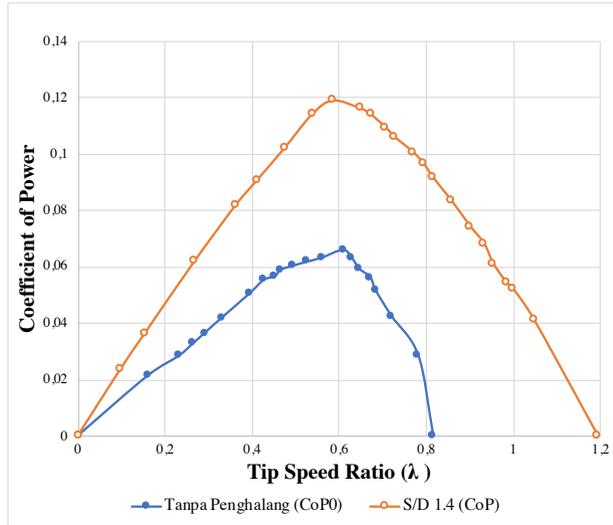
Gambar 4. 5 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 3,8 m/s

Pada gambar 4.5 dapat terlihat bahwa, *coefficient of power* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of power* untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai *coefficient of power* cenderung naik seiring kenaikan *tip speed ratio* hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 6,38% pada $\lambda = 0,592$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,805 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 0,863.



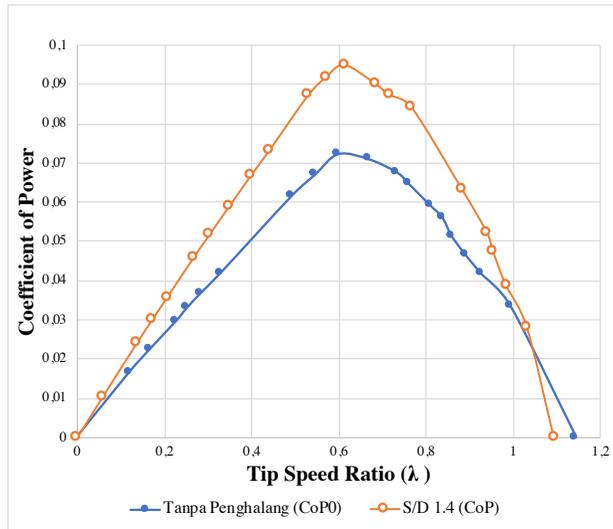
Gambar 4. 6 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 4,4 m/s

Pada gambar 4.6 dapat terlihat bahwa, *coefficient of power* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of power* untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai *coefficient of power* cenderung naik seiring kenaikan *tip speed ratio* hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 9,28% pada $\lambda = 0,600$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,831 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,095.



Gambar 4. 7 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 5 m/s

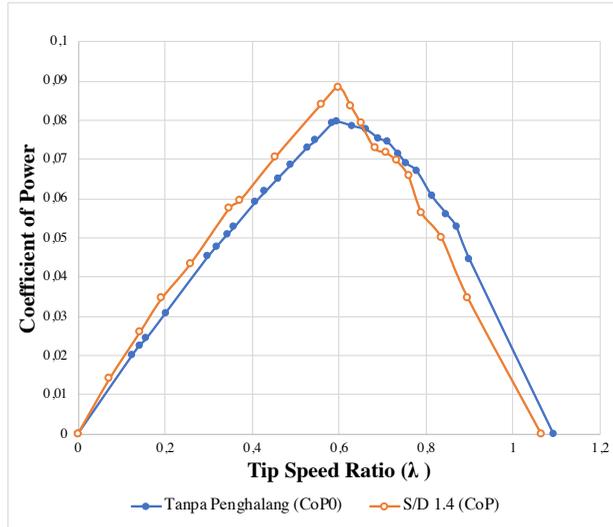
Pada gambar 4.7 dapat terlihat bahwa, *coefficient of power* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of power* untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai *coefficient of power* cenderung naik seiring kenaikan *tip speed ratio* hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 11,9% pada $\lambda = 0,585$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,815 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,192.



Gambar 4. 8 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 6 m/s

Pada gambar 4.8 dapat terlihat bahwa, *coefficient of power* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of power* untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai *coefficient of power* cenderung naik seiring kenaikan *tip speed ratio* hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 9,51% pada $\lambda = 0,613$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,143 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,094. Hal ini menyebabkan adanya

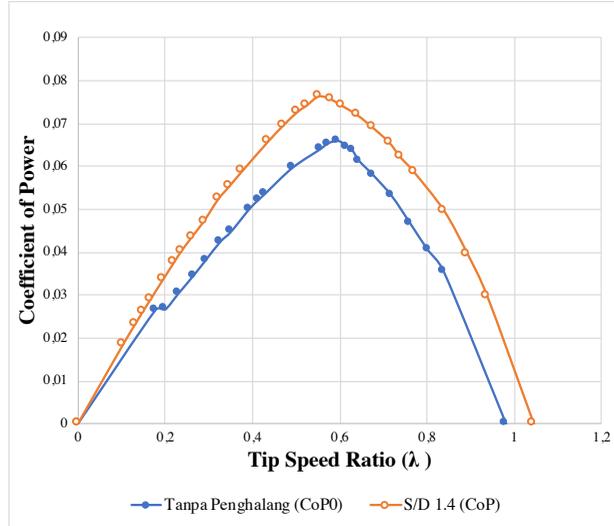
perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di $\lambda \pm 1,08$.



Gambar 4. 9 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 7 m/s

Pada gambar 4.9 dapat terlihat bahwa, coefficient of power untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki trendline yang sama dengan coefficient of power untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai coefficient of power cenderung naik seiring kenaikan tip speed ratio hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 8,84% pada $\lambda = 0,599$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,092 sedangkan untuk kasus dengan

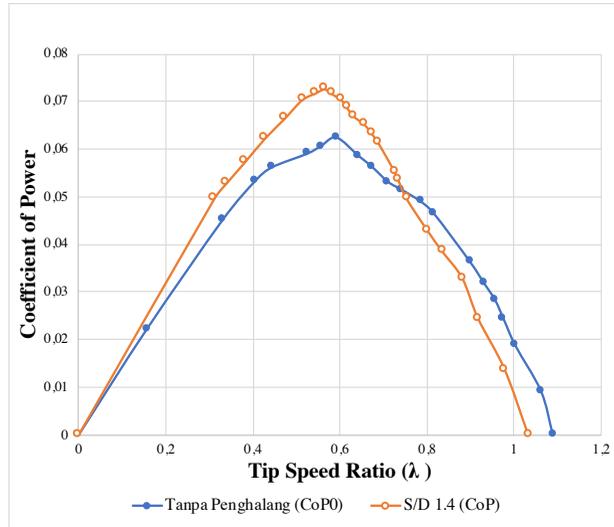
silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,064. Hal ini menyebabkan adanya perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di dekat titik CoP maksimum.



Gambar 4. 10 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 8 m/s

Pada gambar 4.10 dapat terlihat bahwa, coefficient of power untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki trendline yang sama dengan coefficient of power untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai coefficient of power cenderung naik seiring kenaikan tip speed ratio hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 7,63% pada $\lambda = 0,552$. Untuk kasus tanpa

silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,980 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,045.



Gambar 4. 11 Grafik perbandingan coefficient of power dengan silinder pengganggu (CoP) dan tanpa silinder pengganggu (CoP₀) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 9 m/s

Pada gambar 4.11 dapat terlihat bahwa, coefficient of power untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki trendline yang sama dengan coefficient of power untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama fungsi parabolik. Nilai coefficient of power cenderung naik seiring kenaikan tip speed ratio hingga mencapai titik CoP maksimum- λ optimum, kemudian turun kembali. Pada kecepatan ini nilai CoP tertinggi mencapai 7,26% pada $\lambda = 0,564$. Untuk kasus tanpa

silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,089 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,032. Hal ini menyebabkan adanya perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di dekat titik CoP maksimum.

Pada grafik analisis *coefficient of power* ini, grafik berpointer lingkaran penuh mempresentasikan hubungan CoP_0 dan λ_0 untuk kasus tanpa penghalang, sedangkan grafik berpointer lingkaran berlubang mempresentasikan hubungan CoP dan λ untuk kasus dengan penghalang. Sebagian besar grafik $CoP-\lambda$ berada di atas grafik $CoP_0-\lambda_0$ untuk semua variasi kecepatan. Kondisi ketika ada sebagian grafik $CoP-\lambda$ yang berada di bawah grafik $CoP_0-\lambda_0$ terjadi pada kecepatan 6 m/s, 7 m/s dan 9 m/s setelah melewati titik perpotongan. Keberadaan grafik $CoP-\lambda$ di atas grafik $CoP_0-\lambda_0$ ini menunjukkan adanya kenaikan performa turbin yaitu kenaikan *coefficient of power*. Maka dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 0,5$ efektif menaikkan *coefficient of power* turbin angin Savonius. Peletakkan silinder pengganggu menurunkan tekanan di bagian depan *returning blade*. Selain itu, *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,5$ (di depan titik stagnasi *returning blade*) mengintervensi aliran pada *returning blade* sehingga transisi *boundary layer* dari keadaan laminar menjadi turbulen menjadi lebih cepat. Aliran turbulen memiliki profil kecepatan yang lebih tumpul sehingga memiliki kekuatan melawan tegangan geser dan *adverse pressure gradient* lebih besar. Hal ini kemudian menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* yang

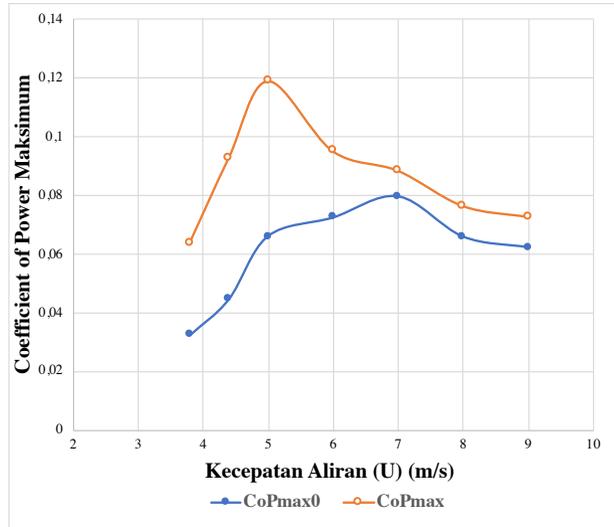
terjadi menjadi lebih kecil. Kedua fenomena ini mengakibatkan turunnya *pressure drag* pada *returning blade* yang kemudian menaikkan selisih torsi kedua *blade* sehingga terjadi kenaikan *coefficient of power*. Berikut ini merupakan tabel perbandingan hubungan CoP dan λ untuk kasus dengan dan tanpa silinder.

Tabel 4. 1 Perbandingan coefficient of power maksimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4

Kecepatan Aliran (U)	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu (S/D = 1,4)		Δ CoP (%)	Δ CoP Relatif (%)
	CoP max ₀ (%)	λ_0	CoP max (%)	λ		
3,8	3,23	0,580	6,38	0,593	(+) 3,15	(+) 97,52
4,4	4,45	0,599	9,29	0,601	(+) 4,84	(+) 108,76
5	6,60	0,608	11,91	0,586	(+) 5,31	(+) 80,45
6	7,24	0,599	9,51	0,613	(+) 2,27	(+) 31,35
7	7,97	0,596	8,84	0,599	(+) 0,87	(+) 10,92
8	6,59	0,596	7,64	0,552	(+) 1,05	(+) 15,93
9	6,23	0,592	7,26	0,565	(+) 1,03	(+) 16,54

Berdasarkan data yang ditunjukkan pada tabel 4.1, CoP maksimum dicapai pada range $\lambda = 0,55$ s.d. 0,61. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, CoP maksimum terbesar dicapai oleh kecepatan aliran 7 m/s sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, CoP maksimum terbesar dicapai oleh kecepatan 5 m/s. Kenaikan CoP dari turbin tanpa silinder pengganggu (CoP₀) terbesar terjadi pada

kecepatan 4,4 m/s yaitu mengalami kenaikan sebesar 108,76%, kenaikan CoP terkecil terjadi pada kecepatan 7 m/s yaitu mengalami kenaikan hanya sebesar 10,92%.



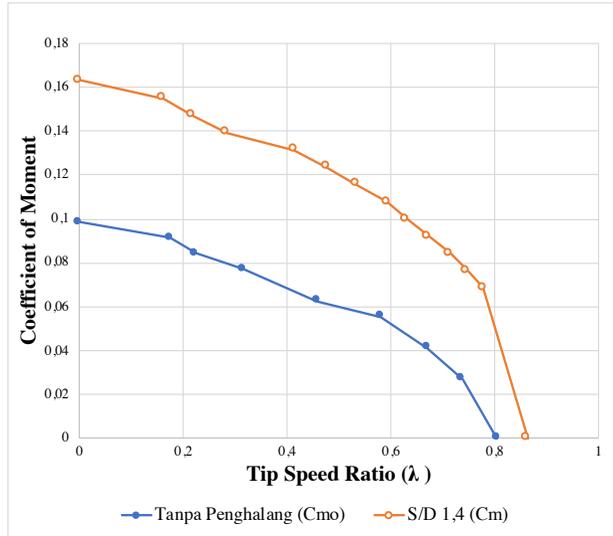
Gambar 4. 12 Grafik perbandingan coefficient of power maksimum dengan silinder pengganggu (CoP_{max0}) dan tanpa silinder pengganggu (CoP_{max}) sebagai fungsi kecepatan aliran (U)

Pada gambar 4.12 ditunjukkan hubungan CoP_{max} sebagai fungsi kecepatan aliran (U) untuk masing – masing keadaan (turbin dengan dan tanpa silinder pengganggu). Terlihat bahwa terjadi perbedaan pada kecepatan berapakah, CoP_{max} terbesar didapatkan untuk masing – masing keadaan. Pergeseran kecepatan optimum (kecepatan yang menghasilkan CoP_{max} terbesar) ini diakibatkan adanya pengaruh silinder pengganggu terhadap kecepatan putar turbin. Pada perhitungan CoP, terdapat variabel m

(massa riil), s (massa di neraca) dan n (kecepatan putar turbin). Dengan nilai kecepatan aliran dan pembebanan yang sama, akan didapatkan nilai kecepatan turbin dan nilai s (pembacaan pada neraca) yang berbeda, sehingga CoP yang dihasilkan akan berbeda dan pada kecepatan berapakah CoPmax terbesar akan dihasilkan (kecepatan optimum) juga akan berbeda.

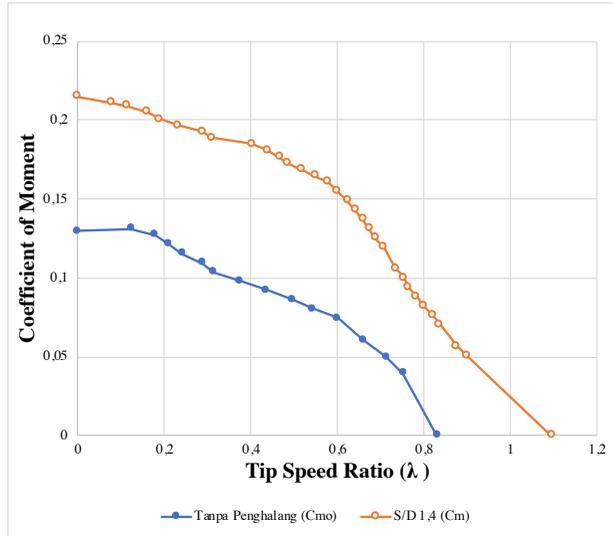
4.3.2. Analisis *Coefficient of Moment* (C_M)

Analisis performa turbin berikutnya adalah analisis *coefficient of moment*. *Coefficient of moment* didapat dari membandingkan daya *output* turbin yang didapat dari perhitungan nilai torsi dinamis terhadap daya yang diberikan aliran angin. Pada analisis *coefficient of moment* ini akan disajikan tujuh buah grafik, yang mana tiap grafiknya mewakili hubungan $C_M-\lambda$ dan hubungan keduanya terhadap $C_{M0}-\lambda_0$ (turbin tanpa silinder pengganggu) untuk setiap variasi kecepatan.



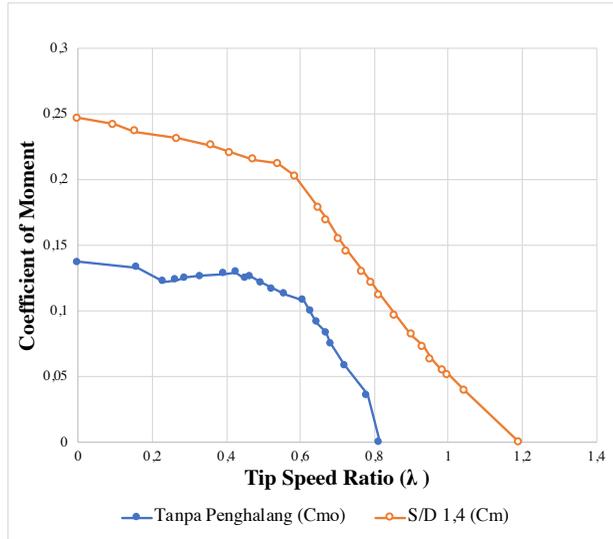
Gambar 4. 13 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 3,8 m/s

Pada gambar 4.13 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 16,29% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,805 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 0,863.



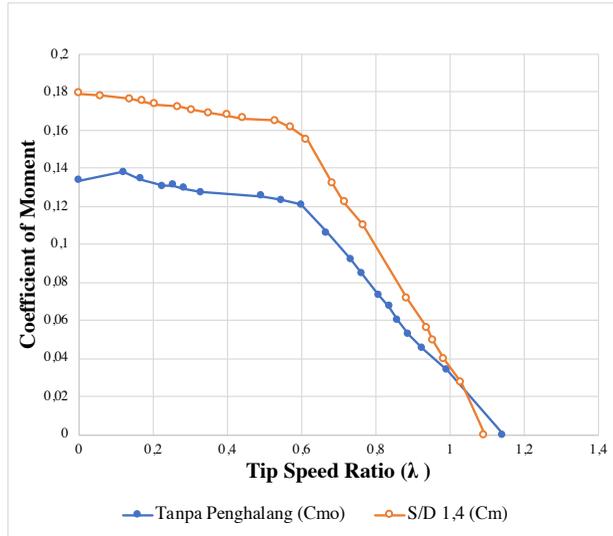
Gambar 4. 14 Grafik perbandingan *coefficient of moment* dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 4,4 m/s

Pada gambar 4.14 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 21,5% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,831 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,095.



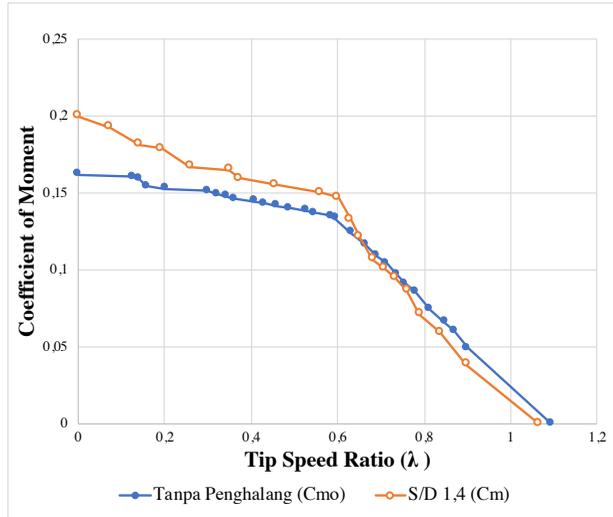
Gambar 4. 15 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 5 m/s

Pada gambar 4.15 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 24,73% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,815 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,192.



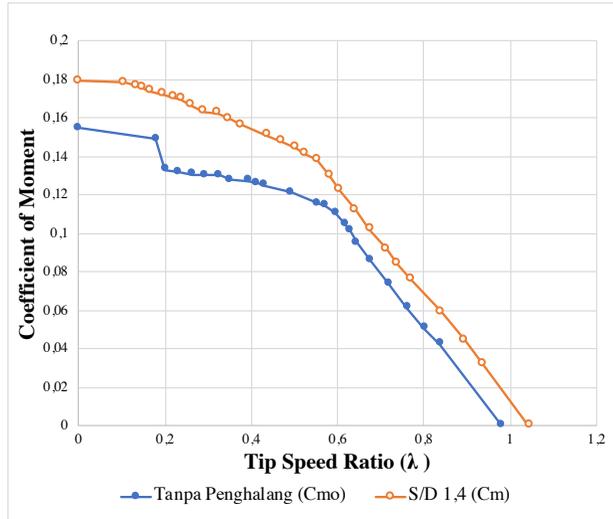
Gambar 4. 16 Grafik perbandingan coefficient of moment dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 6 m/s

Pada gambar 4.16 dapat terlihat bahwa, coefficient of moment untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki trendline yang sama dengan coefficient of moment untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai coefficient of moment keduanya cenderung naik seiring penurunan tip speed ratio hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 17,94% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,143 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,094. Hal ini menyebabkan adanya perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di $\lambda \pm 1,08$.



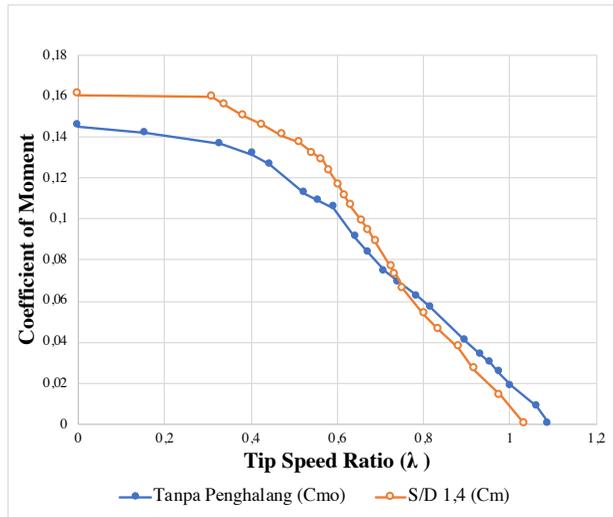
Gambar 4. 17 Grafik perbandingan *coefficient of moment* dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 7 m/s

Pada gambar 4.17 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 20,03% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,092 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,064. Hal ini menyebabkan adanya perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di $\lambda \pm 0,65$.



Gambar 4. 18 Grafik perbandingan *coefficient of moment* dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 8 m/s

Pada gambar 4.18 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan *tip speed ratio* hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 17,93% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 0,980 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,045.



Gambar 4. 19 Grafik perbandingan *coefficient of moment* dengan silinder pengganggu (C_M) dan tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) sebagai fungsi tip speed ratio untuk kecepatan aliran 9 m/s

Pada gambar 4.19 dapat terlihat bahwa, *coefficient of moment* untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan *coefficient of moment* untuk turbin tanpa silinder pengganggu. Nilai *coefficient of moment* keduanya cenderung naik seiring penurunan tip speed ratio hingga mencapai titik C_M maksimum. Pada kecepatan ini nilai C_M tertinggi mencapai 16,04% pada $\lambda = 0$. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, λ_0 tertinggi yang dicapai sebesar 1,089 sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, λ tertinggi yang dicapai sebesar 1,032. Hal ini menyebabkan adanya perpotongan antara kedua grafik. Perpotongan terjadi di $\lambda \pm 0,74$. Perpotongan juga terjadi pada $\lambda \pm 0,3$. Perpotongan ini diakibatkan

turbin berhenti pada pembebanan yang nilainya melebihi skala tertinggi dari neraca pegas.

Pada grafik analisis *coefficient of moment* ini, grafik berpointer lingkaran penuh mempresentasikan hubungan C_{M0} dan λ_0 untuk kasus tanpa penghalang, sedangkan grafik berpointer lingkaran berlubang mempresentasikan hubungan C_M dan λ untuk kasus dengan penghalang. Sebagian besar grafik $C_M-\lambda$ berada di atas grafik $C_{M0}-\lambda_0$ untuk semua variasi kecepatan. Kondisi ketika ada sebagian grafik $C_M-\lambda$ yang berada di bawah grafik $C_{M0}-\lambda_0$ terjadi pada kecepatan 6 m/s, 7 m/s dan 9 m/s sebelum melewati titik perpotongan. Penampakan grafik yang demikian, menunjukkan adanya kenaikan performa turbin yaitu kenaikan *coefficient of moment*. Maka dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 0,5$ efektif menaikkan *coefficient of moment* turbin angin Savonius. Peletakkan silinder pengganggu menurunkan tekanan di bagian depan *returning blade*. Selain itu, *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu yang diletakkan pada $y/D = 0,5$ (di depan titik stagnasi *returning blade*) mengintervensi aliran pada *returning blade* sehingga transisi *boundary layer* dari keadaan laminar menjadi turbulen menjadi lebih cepat. Aliran turbulen memiliki profil kecepatan yang lebih tumpul sehingga memiliki kekuatan melawan tegangan geser dan *adverse pressure gradient* lebih besar. Hal ini kemudian menyebabkan titik separasi mundur dan *wake* yang terjadi menjadi lebih kecil. Kedua fenomena ini mengakibatkan turunnya *pressure drag* pada *returning blade* yang kemudian menaikkan selisih torsi kedua *blade* sehingga terjadi kenaikan

coefficient of moment. Berikut ini merupakan tabel perbandingan hubungan C_M dan λ untuk kasus dengan dan tanpa silinder.

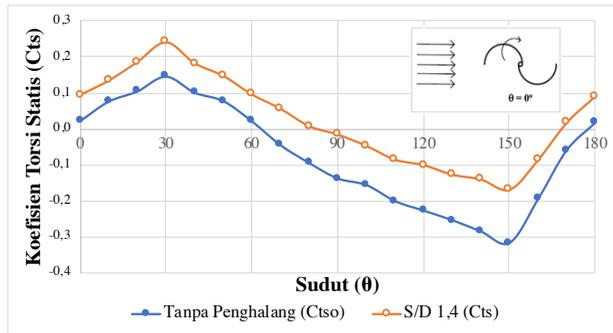
Tabel 4. 2 Perbandingan coefficient of moment maksimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4

Kecepatan Aliran (U)	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu (S/D = 1,4)		ΔCM (%)	ΔCM Relatif (%)
	CM_{max0} (%)	λ_0	CM_{max} (%)	λ		
3,8	9,85	0	16,30	0	(+) 6,45	(+) 65,47
4,4	13,13	0,12	21,50	0	(+) 8,37	(+) 63,72
5	13,79	0	24,73	0	(+) 10,94	(+) 79,39
6	13,81	0,12	17,94	0	(+) 4,13	(+) 29,87
7	16,22	0	20,03	0	(+) 3,80	(+) 23,45
8	15,46	0	17,93	0	(+) 2,47	(+) 16,00
9	14,52	0	16,04	0	(+) 1,52	(+) 10,50

Berdasarkan data yang ditunjukkan pada tabel 4.2, C_M maksimum dicapai pada $\lambda=0$, yaitu ketika turbin berhenti berputar. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, C_{M0} maksimum terbesar dicapai oleh kecepatan aliran 7 m/s sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, C_M maksimum terbesar dicapai oleh kecepatan 5 m/s. Kenaikan C_M dari turbin tanpa silinder pengganggu (C_{M0}) terbesar terjadi pada kecepatan 5 m/s yaitu mengalami kenaikan sebesar 79,39%, kenaikan CoP terkecil terjadi pada kecepatan 9 m/s yaitu mengalami kenaikan hanya sebesar 10,50%.

4.3.3. Analisis Torsi Statis (Ts)

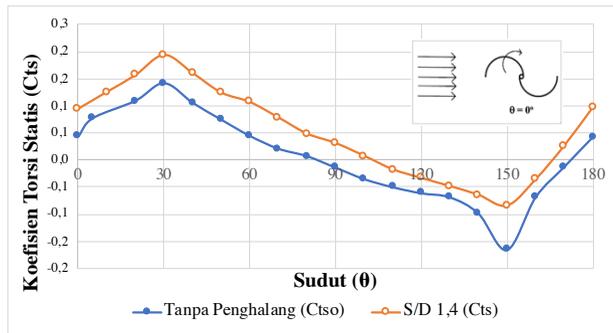
Analisis performa turbin yang terakhir adalah analisis torsi statis. Torsi statis ini merupakan torsi yang merepresentasikan kemampuan turbin untuk bergerak dari kondisi diamnya (*self starting*). Pengukuran torsi statis dilakukan dengan menggunakan *torquemeter* dan pada keadaan turbin diam tidak berputar akibat poros turbin yang dikunci oleh *torquemeter*. Kemudian turbin dialiri oleh fluida kerja. Dalam menganalisis torsi statis, nilai torsi statis yang didapatkan dari pengukuran diolah menjadi parameter tak berdimensi yang disebut koefisien torsi statis (Cts). Pada analisis torsi statis ini akan disajikan tujuh buah grafik, yang mana tiap grafiknya mewakili hubungan Cts- θ dan hubungan keduanya terhadap Cts₀- θ_0 (turbin tanpa silinder pengganggu) untuk setiap variasi kecepatan.



Gambar 4. 20 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) dan tanpa silinder pengganggu (Cts₀) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 3,8 m/s

Pada gambar 4.20 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder

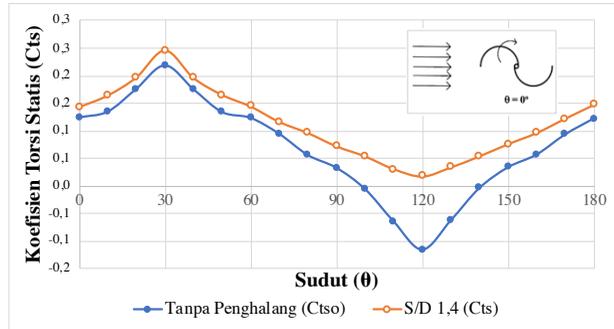
pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) tertinggi mencapai 0,242 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai -0,168 pada $\theta = 150^\circ$.



Gambar 4. 21 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) dan tanpa silinder pengganggu (Cts₀) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 4,4 m/s

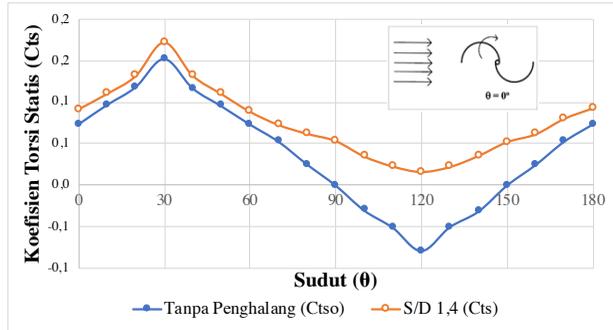
Pada gambar 4.21 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian

naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) tertinggi mencapai 0,194 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai -0,084 pada $\theta = 150^\circ$.



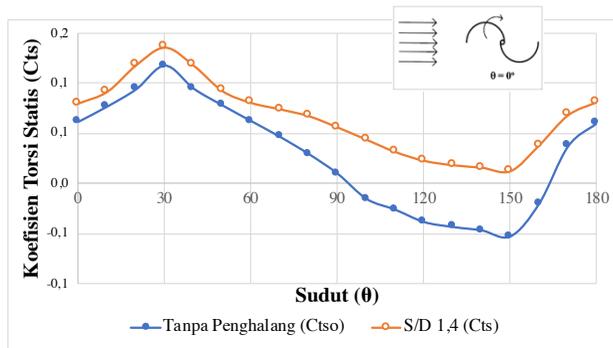
Gambar 4. 22 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) dan tanpa silinder pengganggu (Cts₀) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 5 m/s

Pada gambar 4.22 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (Cts) tertinggi mencapai 0,245 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai 0,016 pada $\theta = 120^\circ$.



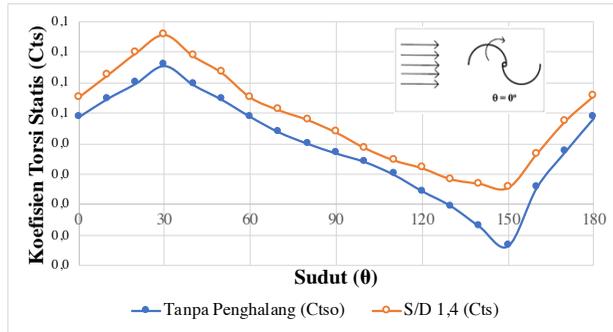
Gambar 4. 23 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) dan tanpa silinder pengganggu (C_{ts0}) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 6 m/s

Pada gambar 4.23 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) tertinggi mencapai 0,172 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai 0,015 pada $\theta = 120^\circ$.



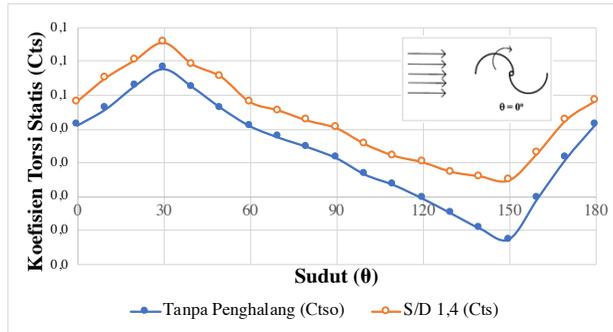
Gambar 4. 24 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) dan tanpa silinder pengganggu (C_{ts_0}) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 7 m/s

Pada gambar 4.24 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama-sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) tertinggi mencapai 0,136 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai 0,012 pada $\theta = 150^\circ$.



Gambar 4. 25 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) dan tanpa silinder pengganggu (C_{ts_0}) sebagai fungsi sudut untuk kecepatan aliran 8 m/s

Pada gambar 4.25 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) tertinggi mencapai 0,111 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai 0,011 pada $\theta = 150^\circ$.



Gambar 4. 26 Grafik perbandingan koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (T_s) dan tanpa silinder pengganggu (T_{s_0}) sebagai sudut untuk kecepatan aliran 9 m/s

Pada gambar 4.26 dapat terlihat bahwa, koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder pengganggu memiliki *trendline* yang sama dengan koefisien torsi statis untuk turbin tanpa silinder pengganggu yaitu keduanya sama-sama menyerupai fungsi sinus. Melihat *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Pada kecepatan ini nilai koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu (C_{ts}) tertinggi mencapai 0,091 pada $\theta = 30^\circ$ dan koefisien torsi statis terendah mencapai 0,009 pada $\theta = 150^\circ$.

Pada grafik analisis torsi statis ini, grafik berpointer lingkaran penuh mempresentasikan hubungan C_{ts_0} dan θ_0 untuk kasus tanpa penghalang, sedangkan grafik berpointer lingkaran berlubang mempresentasikan hubungan C_{ts} dan θ untuk kasus dengan penghalang. Grafik C_{ts} - θ selalu berada di atas grafik C_{ts_0} - θ_0 untuk semua variasi kecepatan.

Keberadaan grafik $C_{ts}-\theta$ di atas grafik $C_{ts_0}-\theta_0$ ini menunjukkan adanya kenaikan performa turbin yaitu kenaikan koefisien torsi statis turbin. Maka dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 0,5$ efektif menaikkan koefisien torsi statis turbin angin Savonius atau dengan kata lain peletakkan silinder pengganggu ini dapat menaikkan kemampuan *self starting* turbin.

Membahas lebih jauh mengenai *trendline* grafik, seiring kenaikan sudut, nilai koefisien torsi statis naik hingga mencapai suatu titik tertentu lalu turun hingga mencapai suatu titik tertentu dan kemudian naik kembali. Luas *advancing blade* yang ditabrak oleh aliran angin berperan penting pada peningkatan selisih gaya *drag*. Untuk seluruh variasi kecepatan, nilai koefisien torsi statis tertinggi dicapai pada sudut 30° . Pada sudut 30° ini nilai koefisien torsi statis positif dan terbesar. Nilai koefisien torsi statis yang positif mengindikasikan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting*, nilai koefisien torsi statis yang besar mengindikasikan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang baik. Koefisien torsi statis terbesar dapat dicapai pada sudut ini dikarenakan pada sudut 30° , lebih banyak aliran angin yang dapat ditangkap oleh *advancing blade* sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Selain itu, pada sudut 30° ini, *returning blade* menjadi lebih sedikit menerima aliran angin sehingga gaya *drag* pada sisi *returning blade*. Kenaikan gaya *drag* pada sisi *advancing* dan penurunan gaya *drag* pada sisi *returning* menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu naik dan nilai koefisien torsi statis turut meningkat.

Untuk variasi kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 7 m/s s.d. 9 m/s, nilai koefisien torsi statis terendah dicapai pada sudut 150° dan untuk kecepatan 5 m/s dan 6 m/s pada sudut 120°.

Koefisien torsi statis terendah untuk variasi kecepatan 3,8 m/s dan 4 m/s, bernilai negatif yang mana hal ini berarti bahwa pada sudut – sudut tersebut, turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* dan hanya pada beberapa sudut tertentu (sudut dengan koefisien torsi statis positif) turbin dapat bergerak dari keadaan diamnya tanpa bantuan gaya eksternal. Sedangkan, koefisien torsi statis terendah untuk variasi kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s memiliki nilai positif. Sehingga dengan ini, semua nilai koefisien torsi statis untuk *range* kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s memiliki nilai positif di semua sudut. Dengan demikian, dapat dikatakan terjadi perbaikan performa yang signifikan yaitu pada *range* kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s turbin yang telah diberi silinder penghalang memiliki kemampuan *self starting* di sudut berapapun. Peningkatan *self starting* turbin di setiap kecepatan menunjukkan bahwa peletakkan silinder pengganggu pada jarak $S/D = 1,4$ efektif dalam menaikkan *self starting* turbin.

Pada sudut 150° untuk variasi kecepatan 3,8 m/s dan 4,4 m/s, dihasilkan nilai koefisien torsi terendah karena pada posisi tersebut lebih banyak aliran angin yang ditangkap oleh *returning blade* daripada yang ditangkap oleh *advancing blade*. Selanjutnya hal ini menyebabkan arah gaya *drag* berlawanan dengan arah putar turbin dan gaya *drag* pada sisi *returning* mengalami kenaikan sedangkan gaya *drag* pada sisi *advancing* turun. Kedua hal inilah yang menyebabkan nilai koefisien torsi yang

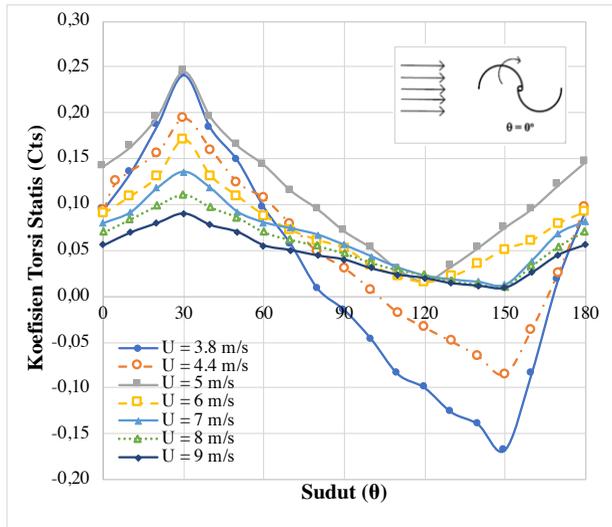
dihasilkan negatif. Pada sudut 120° (5 m/s dan 6 m/s) dan pada sudut 150° (7 m/s, 8m/s dan 9 m/s) dihasilkan nilai koefisien torsi terendah yang bernilai positif. Berbeda dengan fenomena yang terjadi pada variasi kecepatan 3,8 m/s dan 4,4 m/s, hal yang menyebabkan kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s mencapai koefisien torsi statis terendahnya pada sudut masing – masing disebabkan pada sudut tersebut didapat selisih gaya *drag* antara kedua *blade* terkecil. Pada *range* kecepatan ini, besar aliran yang ditangkap *advancing blade* mampu untuk melawan gaya yang diberikan oleh aliran yang ditangkap oleh *returning blade*, sehingga arah gaya *drag* searah dengan arah putar turbin dan menghasilkan nilai yang positif. Hanya saja kecil nilainya karena selisih *drag* antar keduanya kecil.

Kembali melihat grafik, peningkatan koefisien torsi statis terbesar untuk semua variasi kecepatan terjadi pada sudut torsi minimum yaitu pada 120° untuk kecepatan 5 m/s dan 6 m/s dan sudut 150° untuk kecepatan 3,8 m/s, 4,4 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s. Berikut merupakan tabel perbandingan peningkatan koefisien torsi statis minimum untuk setiap variasi kecepatan:

Tabel 4. 3 Perbandingan koefisien torsi statis minimum turbin angin Savonius tanpa dan dengan silinder pengganggu untuk S/D 1,4

Kecepatan Aliran (U)	Tanpa Silinder Pengganggu		Dengan Silinder Pengganggu (S/D = 1,4)		ΔTS
	Ctsmin ₀	θ_0	Ctsmin	θ	
3,8	-0,318	150°	-0,168	150°	(+) 0,15
4,4	-0,165	150°	-0,084	150°	(+) 0,081
5	-0,116	120°	0,016	120°	(+) 0,132
6	-0,080	120°	0,015	120°	(+) 0,095
7	-0,053	150°	0,012	150°	(+) 0,065
8	-0,027	150°	0,011	150°	(+) 0,038
9	-0,026	150°	0,009	150°	(+) 0,035

Berdasarkan tabel 4.3, kenaikan koefisien torsi statis minimum tertinggi dicapai pada kecepatan 3,8 m/s sebesar 0,15, sedangkan kenaikan koefisien torsi statis minimum terendah dicapai pada kecepatan 9 m/s sebesar 0,035. Pada kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s, koefisien torsi statis minimum naik hingga nilai koefisien torsi statis yang semula bernilai negatif berubah menjadi positif. Hal ini menunjukkan bahwa peletakkan silinder pengganggu berhasil menaikkan performa turbin angin Savonius dengan cara menaikkan kemampuan *self starting* turbin. *Performance improvement* terjadi paling efektif di *range* kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s.



Gambar 4. 27 Grafik koefisien torsi statis dengan silinder pengganggu $S/D = 1,4$ sebagai fungsi kecepatan aliran (U)

Berdasarkan grafik pada titik koefisien torsi terendah dihasilkan, koefisien torsi statis mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan kecepatan aliran dari kecepatan 3,8 m/s s.d. 5 m/s lalu turun kembali namun tidak sampai mencapai nilai negatif dari kecepatan 5 m/s s.d. 9 m/s. Kenaikan koefisien torsi statis sering kenaikan kecepatan aliran ini disebabkan peningkatan kecepatan aliran angin yang melewati turbin menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu turbin naik. Semakin besar selisih gaya *drag* antara kedua *blade* akan menyebabkan nilai koefisien torsi statis turbin meningkat. Selain itu, peningkatan kecepatan aliran angin yang melewati turbin dapat menaikkan kemampuan *self starting* turbin karena seakan akan turbin diberi bantuan gaya eksternal

untuk berputar. Seiring kenaikan kecepatan aliran, grafik juga semakin melandai sehingga nilai koefisien torsi statis semakin uniform untuk seluruh sudut. *Uniformity* nilai koefisien torsi statis menunjukkan peningkatan performa turbin dimana di seluruh sudut memiliki kemampuan *self starting* yang hampir sama, tidak hanya pada sudut - sudut tertentu. Namun memang, apabila melihat nilai di sudut 30° , nilai koefisien torsi statis tertinggi tidak dicapai oleh kecepatan aliran tertinggi melainkan pada kecepatan 5 m/s.

4.4. Analisis Performa dengan Membandingkan Hasil terhadap Penelitian Sebelumnya

Penelitian ini sesungguhnya merupakan kelanjutan dari penelitian sebelumnya. Sebelumnya telah dilakukan penelitian oleh **Rizky Ramadhan (2020)** dengan menggunakan turbin angin Savonius dan metodologi penelitian yang sama. Pada penelitian tersebut digunakan dua variasi kecepatan (5 m/s dan 7 m/s) dan silinder pengganggu dengan variasi d/D 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0 yang diletakkan pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,6$. Data yang akan diambil dari penelitian **Rizky Ramadhan (2020)** untuk dibandingkan dengan penelitian ini adalah data pada $d/D = 0,5$ di kedua kecepatan. Alasan mengapa mengambil data pada S/D ini adalah S/D inilah yang nilainya paling mendekati penelitian ini ($S/D = 1,4$).

Analisis performa pada sub-bab ini akan dilakukan dengan membandingkan CoP_{max}/CoP_{max_0} pada kecepatan 5 m/s dan 7 m/s untuk kedua penelitian. Berikut merupakan tabel perbandingan dari kedua penelitian yang telah dilakukan:

Tabel 4. 4 Perbandingan CoP maksimum, selisih riil dan selisih relatif penelitian **Suksmatatya (2020)** dengan penelitian **Rizky Ramadhan (2020)**

U (m/s)	Penelitian	CoP Maksimum		CoP max/ CoP max ₀	ΔCoP Maksimum		Selisih Relatif (%)	
		CoP max ₀	CoP max		ΔCoP max ₀	ΔCoP max	ΔCoP max ₀ (%)	ΔCoP max (%)
5	Suksma	0,066	0,119	1,803	0,086	0,101	56,58	45,84
	Rizky	0,152	0,220	1,452				
7	Suksma	0,080	0,088	1,110	0,024	0,057	23,37	39,37
	Rizky	0,104	0,146	1,402				

Dari tabel 4.4, dapat terlihat bahwa untuk turbin tanpa silinder pengganggu, pada penelitian ini CoPmax₀ pada kecepatan 7 m/s lebih tinggi dibandingkan kecepatan 5 m/s. Sedangkan pada penelitian sebelumnya, CoPmax₀ pada kecepatan 5 m/s lebih tinggi dibandingkan kecepatan 7 m/s. Secara keseluruhan, CoPmax₀ dan CoPmax dari penelitian sebelumnya lebih tinggi daripada CoPmax₀ dan CoPmax penelitian ini. Hal ini diduga dikarenakan adanya penurunan performa turbin akibat gesekan pada *bearing*. Pada penelitian sebelumnya oleh **Rizky Ramadhan (2020)**, didapatkan nilai CoPmax/CoPmax₀ sebesar 1,45175 untuk kecepatan 5 m/s dan 1,40219 untuk kecepatan 7 m/s. Hal ini menunjukkan bahwa terjadi kenaikan CoPmax sebesar 45,175% pada kecepatan 5 m/s dan kenaikan CoPmax sebesar 40,219% pada kecepatan 7 m/s. Sedangkan untuk penelitian yang terbaru oleh **Suksmatatya (2020)**, didapatkan nilai CoPmax/CoPmax₀ sebesar 1,80283 untuk kecepatan 5 m/s dan 1,11006 untuk kecepatan 7 m/s. Hal ini menunjukkan bahwa terjadi kenaikan CoPmax sebesar 80,283% pada kecepatan 5 m/s

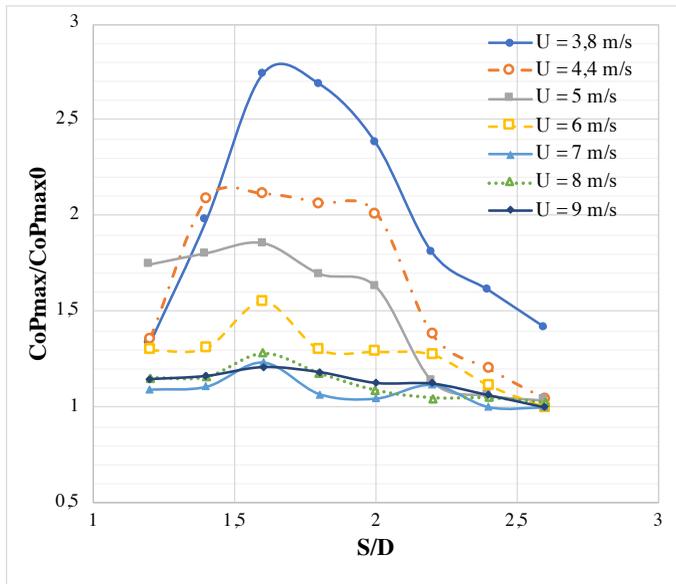
dan kenaikan CoPmax sebesar 11,006% pada kecepatan 7 m/s. Pada penelitian sebelumnya, kenaikan CoPmax untuk kedua kecepatan hampir sama sekitar 40-45%, sedangkan pada penelitian ini kenaikan CoPmax untuk kedua kecepatan berbeda jauh.

Perbedaan antara kedua penelitian dibahas lebih jauh lagi pada tabel ini. Selisih riil merupakan nilai yang didapat dari selisih hasil dari kedua penelitian. Selanjutnya selisih riil ini kemudian dibagi dengan hasil penelitian sebelumnya dan dikalikan 100% dan didapatkan selisih realtif dalam bentuk persentase. Untuk kasus tanpa silinder pengganggu, pada kecepatan 5 m/s terjadi penurunan CoPmax₀ dari penelitian sebelumnya sebesar 56,58% dan pada kecepatan 7 m/s terjadi penurunan CoPmax sebesar 23,37%. Sedangkan untuk kasus dengan silinder pengganggu, pada kecepatan 5 m/s terjadi penurunan CoPmax dari penelitian sebelumnya sebesar 45,84% dan pada kecepatan 7 m/s terjadi penurunan CoPmax sebesar 39,37%. Walaupun kedua penelitian ini menggunakan peralatan dan menjalankan metodologi yang sama, terdapat perbedaan dan penurunan. Perbedaan ini dapat terjadi dikarenakan adanya perbedaan peletakakan silinder pengganggu yang mana pada penelitian terdahulu dengan $S/D = 1,6$ dan pada penelitian ini pada $S/D = 1,4$. Selain itu perbedaan dan penurunan hasil juga diakibatkan oleh penggunaan peralatan penelitian yang berulang – ulang sehingga memiliki efek penurunan performa terhadap penelitian.

4.5. Analisis Data Gabungan

Penelitian ini selain merupakan kelanjutan dari penelitian sebelumnya, juga merupakan penelitian kelompok dimana setiap anggota kelompok akan menginvestigasi perubahan performa turbin setelah

meletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin pada kecepatan dan d/D yang sama, namun pada S/D yang berbeda – beda. Variasi S/D yang dilakukan pada penelitian kelompok ini antara lain 1,2 oleh **Bagas Ramadhan (2020)**; 1,4 oleh **Suksmatya (2020)**; 1,6 oleh **Elza Lisdarina (2020)**; 1,8 oleh **Festy Merbasari (2020)**; 2,0 oleh **Vega Nabila (2020)**; 2,2 oleh **Dionisius Jeremia (2020)**; 2,4 oleh **Michael Lawrence (2020)** dan 2,6 oleh **Afiyah Shuhufam (2020)**. Pada analisis data gabungan ini, akan dibandingkan $CoPmax/CoPmax_0$ sebagai fungsi S/D untuk setiap variasi kecepatan. Berikut disajikan grafik perbandingan hubungan $CoPmax/CoPmax_0$ dan S/D untuk masing – masing variasi kecepatan:



Gambar 4. 28 Grafik hubungan $CoPmax/CoPmax_0$ sebagai fungsi S/D untuk seluruh variasi kecepatan

Dari gambar grafik 4.26, terlihat bahwa untuk seluruh variasi S/D dan variasi kecepatan didapatkan $CoP_{max}/CoP_{max_0} > 1$. Hal ini menunjukkan bahwa peletakkan silinder pengganggu tidak memiliki pengaruh buruk yang dapat menurunkan CoP_{max} dari turbin. Untuk seluruh variasi kecepatan, CoP_{max}/CoP_{max_0} tertinggi dicapai pada $S/D = 1,6$. Pada kecepatan 3,8 m/s terjadi kenaikan sebesar 173,98%, pada kecepatan 4,4 m/s sebesar 111,27%, pada kecepatan 5 m/s sebesar 85,41%, pada kecepatan 6 m/s sebesar 55,36%, pada kecepatan 7 m/s sebesar 23,77%, pada kecepatan 8 m/s sebesar 28,12% dan pada kecepatan 9 m/s sebesar 21,08%. Sehingga dapat dikatakan bahwa $S/D = 1,6$ merupakan S/D paling efektif dalam menaikkan performa turbin angin Savonius. Penurunan nilai CoP_{max}/CoP_{max_0} secara signifikan terjadi pada *range* S/D 2,0 s.d. 2,6. Sehingga dapat dikatakan bahwa peletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada $y/D = 0,5$ dan $S/D = 2,0$ s.d. 2,6 di depan *returning blade* turbin kurang efektif dalam upaya menaikkan performa turbin.

Peletakkan silinder pengganggu pada S/D 2,2 s.d. 2,6 kurang efektif dikarenakan peletakkan silinder pengganggu yang terlalu jauh mengakibatkan seakan akan turbin dan silinder pengganggu merupakan dua benda yang berdiri sendiri sendiri tanpa memberikan pengaruh terhadap satu sama lain. Apabila peletakkan silinder pengganggu terlalu jauh, *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu tidak mampu jatuh pada *returning blade* turbin dan tidak mampu mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Begitu juga sebaliknya, terkait mengapa S/D optimum dicapai pada $S/D = 1,6$, bukan pada variasi S/D terkecil. Apabila peletakkan silinder pengganggu terlalu dekat dengan turbin, *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu jatuh pada *boundary layer turbulen* pada *returning blade*, sehingga tidak

memberikan pengaruh apa apa. Hal yang dibutuhkan adalah mempercepat transisi *boundary layer*, bukan memperbesar turbulensi.

Selain S/D, kecepatan aliran turut mempengaruhi. Terlihat bahwa pada kecepatan 7 m/s s.d. 9 m/s, grafik melandai, nilai CoP_{max}/CoP_{max_0} mendekati 1. Hal ini menunjukkan bahwa pada *range* kecepatan ini, variasi peletakkan S/D tidak terlalu signifikan pengaruhnya. Dengan kata lain, variasi S/D efektif menaikkan performa turbin secara signifikan pada *range* kecepatan tertentu (dalam konteks penelitian ini 3,8 m/s; 4,4 m/s, 5 m/s; 6 m/s).

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan menempatkan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0.5$, pada jarak $S/D = 1.4$ untuk variasi kecepatan 3.8 m/s, 4.4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, 8 m/s dan 9 m/s. Berdasarkan hasil penelitian, pengolahan data dan analisis data yang dilakukan, didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Peletakkan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ pada jarak $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ untuk seluruh variasi kecepatan, efektif menaikkan koefisien torsi statis turbin angin Savonius di semua sudut. Terdapat perbaikan signifikan pada kecepatan 5 m/s, 6 m/s, 7 m/s, 8 m/s dan 9 m/s dimana semua koefisien torsi statis bernilai positif sehingga turbin memiliki kemampuan *self starting* di semua sudut. Sedangkan pada kecepatan 3,8 m/s dan 4,4 m/s masih ditemui nilai koefisien torsi negatif di beberapa sudut tertentu yang mengindikasikan ketidakmampuan turbin untuk melakukan *self starting* pada sudut – sudut tersebut.
2. Peletakkan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ pada jarak $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ untuk seluruh variasi kecepatan, efektif menaikkan *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius. Kenaikkan *coefficient of power* maksimum dari *coefficient of power* maksimum turbin tanpa silinder pengganggu pada kecepatan 3,8 m/s sebesar 97,52%, pada kecepatan 4,4 m/s sebesar 108,76%, pada kecepatan 5 m/s sebesar 80,45%, pada kecepatan 6 m/s sebesar 31,35%, pada kecepatan 7 m/s sebesar 10,92%, pada

- kecepatan 8 m/s sebesar 15,93% serta pada kecepatan 9 m/s sebesar 16,53%.
3. Peletakkan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ pada jarak $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ untuk seluruh variasi kecepatan, efektif menaikkan *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius. Kenaikkan *coefficient of moment* maksimum dari *coefficient of moment* maksimum turbin tanpa silinder pengganggu pada kecepatan 3,8 m/s sebesar 65,47%, pada kecepatan 4,4 m/s sebesar 63,72%, pada kecepatan 5 m/s sebesar 79,39%, pada kecepatan 6 m/s sebesar 29,87%, pada kecepatan 7 m/s sebesar 23,45%, pada kecepatan 8 m/s sebesar 16,00% serta pada kecepatan 9 m/s sebesar 10,50%.
 4. Peletakkan silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ pada jarak $y/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ menghasilkan CoP tertinggi yang dicapai pada kecepatan 5 m/s sedangkan kenaikan CoP tertinggi dicapai pada kecepatan 4,4 m/s.

5.2. Saran

Berdasarkan serangkaian penelitian yang telah dilakukan, adapun saran yang diusulkan di bawah ini dengan tujuan agar penelitian selanjutnya dapat berjalan dengan lebih baik lagi. Berikut merupakan beberapa saran yang diusulkan:

1. Apabila turbin telah sempat digunakan oleh penelitian sebelumnya dengan intensitas pengoperasian yang cukup tinggi sehingga memungkinkan ada penurunan performa akibat gesekan, sebaiknya melakukan penggantian komponen *bearing* dengan *bearing* baru dengan kualitas terbaik.
2. Untuk sistem pengukuran *brake dynamometer*, sebaiknya menggunakan benang yang kaku sehingga

dapat mencengkeram poros dan menahan putaran poros dengan baik.

3. Perlu adanya studi numerik mengenai pengaruh peletakkan silinder pengganggu terhadap performa turbin angin Savonius sebagai data pembandingan dengan hasil eksperimen.
4. Menggunakan neraca pegas dengan tingkat ketelitian dan akurasi yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Al-Shemmeri, T. 2011. "*Wind Turbine: First Edition*". ISBN 978-87-7681-692-6.
2. Anderson, J. D. 2001. "*Fundamentals of Aerodynamics*". Boston. McGraw-Hill.
3. Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). 2017. "*Outlook Energi Indonesia 2017*". Inisiatif Pengembangan Teknologi Bersih. Jakarta: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT).
4. Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). 2018. "*Outlook Energi Indonesia 2018*". Energi Berkelanjutan untuk Transportasi Darat. Jakarta: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT).
5. Dixon, S. L., & Hall, C. A. 2014. "*Wind Turbines*". Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, pp.419–485.
6. Hasbi, M. 2009. "Pengaruh Perubahan Sudut *Butterfly Valve* terhadap Pola Alira pada *Downstream Katup*". Kendari. Universitas Haluoleo.
7. Incropera, F. P., & Bergman, T.L. 2011. "*Introduction to Heat Transfer*". USA: John Wiley & Sons, Inc.
8. Islam, Md Rabiul. 2018. "*Renewable Energy and the Environment*". ISBN /978-981-10-7287-1.
9. Kamoji, M. A., Kedare, S. B., & Prabhu, S. V.. 2009. "*Experimental investigations on single stage modified Savonius rotor*". Applied Energy. 86: 7-8, 1064–1073.
10. Mahmoud, N.H., El-Haroun, A.A., Wahba, E., and M.H. Nasef. 2010. "*An Experimental Study on Improvement of Savonius Rotor Performance*". Alexandria Engineering Journal, pp.20-22.

11. Pritchard, P. J., & John, C. L. 2011. "*Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*". 8th. USA: John Wiley & Sons, Inc.
12. Ramadhan, Rizky. 2020. "Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Ukuran Diameter Silinder Pengganggu di depan *Retuning Blade* Terhadap Kinerja Turbin Angin Savonius". Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
13. Sakti, G., Yuwono, T., & Widodo, W. A. 2019. "*Experimental and Numerical Investigation of I- 650 Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance*". Mechanical & Mechatronics Engineering.
14. Tsutsui, T. & Igarashi, T., 2002. "*Drag Reduction of a Circular Cylinder in an Air- Stream*". Wind Engineering and Industrial Aerodynamic. 90: 527-541.
15. Umami, Riza. 2019. "Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Sirkular di depan *Retuning Blade* Turbin". Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
16. Wang, J. J., Zhang, P. F., Lu, S. F., & Wu, K. 2006. "*Drag Reduction of a Circular Cylinder Using an Upstream Rod*". Flow, Turbulence and Combustion, 76(1), 83–101
17. Zhang, B; Song, B., Mao, Z., Tian, W., Li, B., Li, B. A. 2017. "*Novel Parametric Modeling Method and Optimal Design for Savonius Wind Turbines*". Energies. 10, 301.
18. Zhao, D., Han, N., Goh, E., Cater, J., & Reinecke, A.. 2019. "*General introduction to wind turbines*". Wind Turbines and Aerodynamics Energy Harvesters, pp.1–20.
19. Zohuri B.. 2017. "*Laminar Incompressible Forced Convection. In: Thermal-Hydraulic Analysis of Nuclear Reactors*". Springer, Cham, pp 147 – 221.

LAMPIRAN

A. Data Penelitian untuk Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Tabel A. 1 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 3,8 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP ₀	C _{M0}
140	28,5	3,8	189,20	19,80	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,805	0,0000	0,0000	0,0000
140	28,5	3,8	173,39	18,15	24	50	0,01269	0,092	1,17	0,738	0,0032	0,0199	0,0270
140	28,5	3,8	157,67	16,50	30,2	70	0,01269	0,092	1,17	0,671	0,0050	0,0277	0,0413
140	28,5	3,8	136,42	14,28	36,4	90	0,01269	0,092	1,17	0,581	0,0067	0,0323	0,0556
140	28,5	3,8	107,80	11,28	39,5	100	0,01269	0,092	1,17	0,459	0,0075	0,0288	0,0627
140	28,5	3,8	73,96	7,74	45,7	120	0,01269	0,092	1,17	0,315	0,0092	0,0242	0,0770
140	28,5	3,8	52,60	5,51	48,8	130	0,01269	0,092	1,17	0,224	0,0101	0,0188	0,0842

140	28,5	3,8	41,12	4,30	51,9	140	0,01269	0,092	1,17	0,175	0,0110	0,0160	0,0913
140	28,5	3,8	0	0,00	55	150	0,01269	0,092	1,17	0,000	0,0118	0,0000	0,0985

Tabel A. 2 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 4,4$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
155	28,5	4,4	226,17	23,67	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,831	0	0	0
155	28,5	4,4	204,31	21,39	19	70	0,01269	0,092	1,17	0,751	0,0063	0,0296	0,0394
155	28,5	4,4	193,64	20,27	25,2	90	0,01269	0,092	1,17	0,712	0,0081	0,0357	0,0501
155	28,5	4,4	179,33	18,77	31,4	110	0,01269	0,092	1,17	0,659	0,0098	0,0401	0,0608
155	28,5	4,4	162,91	17,05	43,8	140	0,01269	0,092	1,17	0,599	0,012	0,0445	0,0744
155	28,5	4,4	147,50	15,44	56,2	160	0,01269	0,092	1,17	0,542	0,0129	0,0435	0,0803
155	28,5	4,4	134,70	14,10	68,6	180	0,01269	0,092	1,17	0,495	0,0139	0,0426	0,0861
155	28,5	4,4	118,38	12,39	81	200	0,01269	0,092	1,17	0,435	0,0148	0,04	0,092
155	28,5	4,4	101,56	10,63	93,4	220	0,01269	0,092	1,17	0,373	0,0158	0,0365	0,0979
155	28,5	4,4	85,44	8,94	105,8	240	0,01269	0,092	1,17	0,314	0,0167	0,0326	0,1038

155	28,5	4,4	78,19	8,18	118,2	260	0,01269	0,092	1,17	0,287	0,0177	0,0315	0,1097
155	28,5	4,4	65,39	6,85	130,6	280	0,01269	0,092	1,17	0,24	0,0186	0,0278	0,1155
155	28,5	4,4	57,13	5,98	143	300	0,01269	0,092	1,17	0,21	0,0195	0,0255	0,1214
155	28,5	4,4	48,17	5,04	155,4	320	0,01269	0,092	1,17	0,177	0,0205	0,0225	0,1273
155	28,5	4,4	33,46	3,50	180,2	350	0,01269	0,092	1,17	0,123	0,0211	0,0161	0,1313
155	28,5	4,4	0,00	0,00	192,6	360	0,01269	0,092	1,17	0	0,0208	0	0,1295

Tabel A. 3 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 5 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
160	28,5	5	252,00	26,38	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,815	0	0	0
160	28,5	5	241,40	25,27	19	80	0,01269	0,092	1,17	0,781	0,0076	0,0285	0,0365
160	28,5	5	222,40	23,28	31,4	130	0,01269	0,092	1,17	0,719	0,0123	0,0425	0,059
160	28,5	5	211,20	22,11	43,8	170	0,01269	0,092	1,17	0,683	0,0157	0,0516	0,0756
160	28,5	5	207,40	21,71	50	190	0,01269	0,092	1,17	0,671	0,0174	0,0562	0,0838
160	28,5	5	199,40	20,87	56,2	210	0,01269	0,092	1,17	0,645	0,0191	0,0594	0,0921

160	28,5	5	194,40	20,35	62,4	230	0,01269	0,092	1,17	0,629	0,0209	0,0631	0,1004
160	28,5	5	188,00	19,68	68,6	250	0,01269	0,092	1,17	0,608	0,0226	0,0661	0,1086
160	28,5	5	172,80	18,09	81	270	0,01269	0,092	1,17	0,559	0,0235	0,0633	0,1132
160	28,5	5	162,40	17,00	93,4	290	0,01269	0,092	1,17	0,525	0,0245	0,0618	0,1177
160	28,5	5	152,80	15,99	105,8	310	0,01269	0,092	1,17	0,494	0,0254	0,0604	0,1223
160	28,5	5	143,80	15,05	118,2	330	0,01269	0,092	1,17	0,465	0,0264	0,059	0,1268
160	28,5	5	139,60	14,61	130,6	340	0,01269	0,092	1,17	0,451	0,0261	0,0566	0,1254
160	28,5	5	131,80	13,80	143	360	0,01269	0,092	1,17	0,426	0,027	0,0554	0,13
160	28,5	5	122,00	12,77	155,4	370	0,01269	0,092	1,17	0,395	0,0267	0,0507	0,1285
160	28,5	5	102,00	10,68	167,8	380	0,01269	0,092	1,17	0,33	0,0264	0,0419	0,1271
160	28,5	5	89,60	9,38	180,2	390	0,01269	0,092	1,17	0,29	0,0261	0,0364	0,1256
160	28,5	5	81,80	8,56	192,6	400	0,01269	0,092	1,17	0,265	0,0258	0,0329	0,1242
160	28,5	5	71,20	7,45	205	410	0,01269	0,092	1,17	0,23	0,0255	0,0283	0,1228
160	28,5	5	49,20	5,15	217,4	440	0,01269	0,092	1,17	0,159	0,0277	0,0212	0,1333
160	28,5	5	0,00	0,00	229,8	460	0,01269	0,092	1,17	0	0,0287	0	0,1379

Tabel A. 4 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 6 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
165	28,5	6	424,43	44,42	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,144	0	0	0
165	28,5	6	368,62	38,58	19	100	0,01269	0,092	1,17	0,993	0,0101	0,0335	0,0337
165	28,5	6	343,74	35,98	31,4	140	0,01269	0,092	1,17	0,926	0,0135	0,0418	0,0452
165	28,5	6	330,14	34,55	43,8	170	0,01269	0,092	1,17	0,89	0,0157	0,0467	0,0525
165	28,5	6	318,75	33,36	56,2	200	0,01269	0,092	1,17	0,859	0,0179	0,0514	0,0598
165	28,5	6	310,59	32,51	68,6	230	0,01269	0,092	1,17	0,837	0,0201	0,0562	0,0671
165	28,5	6	300,02	31,40	93,4	270	0,01269	0,092	1,17	0,809	0,022	0,0594	0,0734
165	28,5	6	282,49	29,57	105,8	310	0,01269	0,092	1,17	0,761	0,0254	0,0647	0,0849
165	28,5	6	272,21	28,49	118,2	340	0,01269	0,092	1,17	0,734	0,0276	0,0677	0,0922
165	28,5	6	248,14	25,97	124,4	380	0,01269	0,092	1,17	0,669	0,0318	0,0711	0,1063
165	28,5	6	222,25	23,26	149,2	440	0,01269	0,092	1,17	0,599	0,0362	0,0724	0,1209
165	28,5	6	202,40	21,19	174	470	0,01269	0,092	1,17	0,546	0,0368	0,0671	0,1231
165	28,5	6	182,65	19,12	198,8	500	0,01269	0,092	1,17	0,492	0,0375	0,0617	0,1253

165	28,5	6	122,01	12,77	223,6	530	0,01269	0,092	1,17	0,329	0,0381	0,0419	0,1274
165	28,5	6	105,29	11,02	248,4	560	0,01269	0,092	1,17	0,284	0,0388	0,0368	0,1296
165	28,5	6	93,80	9,82	294,9	610	0,01269	0,092	1,17	0,253	0,0392	0,0331	0,131
165	28,5	6	84,13	8,81	325,9	640	0,01269	0,092	1,17	0,227	0,0391	0,0296	0,1306
165	28,5	6	61,87	6,48	356,9	680	0,01269	0,092	1,17	0,167	0,0402	0,0224	0,1344
165	28,5	6	44,94	4,70	387,9	720	0,01269	0,092	1,17	0,121	0,0413	0,0167	0,1381
165	28,5	6	0,00	0,00	418,9	740	0,01269	0,092	1,17	0	0,04	0	0,1335
165	28,5	6	424,43	44,42	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,144	0	0	0

Tabel A. 5 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 7 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP ₀	C _{M0}
170	28,5	7	472,79	49,49	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,092	0	0	0
170	28,5	7	389,78	40,80	19	180	0,01269	0,092	1,17	0,9	0,02	0,0443	0,0492
170	28,5	7	376,38	39,39	31,4	230	0,01269	0,092	1,17	0,869	0,0247	0,0528	0,0607
170	28,5	7	366,91	38,40	43,8	260	0,01269	0,092	1,17	0,848	0,0269	0,056	0,0661

170	28,5	7	352,20	36,86	56,2	300	0,01269	0,092	1,17	0,814	0,0304	0,0606	0,0745
170	28,5	7	337,09	35,28	68,6	350	0,01269	0,092	1,17	0,779	0,035	0,067	0,086
170	28,5	7	326,71	34,20	81	380	0,01269	0,092	1,17	0,755	0,0372	0,069	0,0914
170	28,5	7	318,96	33,38	93,4	410	0,01269	0,092	1,17	0,737	0,0394	0,0713	0,0967
170	28,5	7	308,18	32,26	118,2	460	0,01269	0,092	1,17	0,712	0,0426	0,0743	0,1044
170	28,5	7	299,01	31,30	143	500	0,01269	0,092	1,17	0,691	0,0444	0,0753	0,1091
170	28,5	7	287,22	30,06	167,8	550	0,01269	0,092	1,17	0,664	0,0476	0,0775	0,1168
170	28,5	7	273,02	28,58	192,6	600	0,01269	0,092	1,17	0,631	0,0507	0,0785	0,1245
170	28,5	7	257,81	26,98	242,2	680	0,01269	0,092	1,17	0,596	0,0545	0,0797	0,1338
170	28,5	7	253,78	26,56	267	710	0,01269	0,092	1,17	0,586	0,0551	0,0794	0,1354
170	28,5	7	235,95	24,70	291,8	740	0,01269	0,092	1,17	0,545	0,0558	0,0746	0,1369
170	28,5	7	228,19	23,88	316,6	770	0,01269	0,092	1,17	0,527	0,0564	0,073	0,1385
170	28,5	7	211,47	22,13	341,4	800	0,01269	0,092	1,17	0,489	0,0571	0,0685	0,1401
170	28,5	7	199,08	20,84	366,2	830	0,01269	0,092	1,17	0,46	0,0577	0,0652	0,1417
170	28,5	7	186,28	19,50	391	860	0,01269	0,092	1,17	0,43	0,0584	0,0617	0,1433
170	28,5	7	176,01	18,42	415,8	890	0,01269	0,092	1,17	0,407	0,059	0,0589	0,1449
170	28,5	7	155,66	16,29	440,6	920	0,01269	0,092	1,17	0,36	0,0597	0,0527	0,1465
170	28,5	7	148,71	15,56	465,4	950	0,01269	0,092	1,17	0,344	0,0603	0,0509	0,1481

170	28,5	7	138,33	14,48	490,2	980	0,01269	0,092	1,17	0,32	0,061	0,0478	0,1497
170	28,5	7	129,26	13,53	515	1010	0,01269	0,092	1,17	0,299	0,0616	0,0452	0,1512
170	28,5	7	87,15	9,12	539,8	1040	0,01269	0,092	1,17	0,201	0,0623	0,0308	0,1528
170	28,5	7	68,31	7,15	564,6	1070	0,01269	0,092	1,17	0,158	0,0629	0,0244	0,1544
170	28,5	7	61,36	6,42	589,4	1110	0,01269	0,092	1,17	0,142	0,0648	0,0225	0,1591
170	28,5	7	54,41	5,70	614,2	1140	0,01269	0,092	1,17	0,126	0,0655	0,0202	0,1607
170	28,5	7	0,00	0,00	639	1170	0,01269	0,092	1,17	0	0,0661	0	0,1622

Tabel A. 6 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 8 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
175	28,5	8	485,18	50,78	0	0	0,01269	0,092	1,17	0,981	0	0	0
175	28,5	8	414,56	43,39	19	200	0,01269	0,092	1,17	0,838	0,0225	0,0355	0,0423
175	28,5	8	396,43	41,49	43,8	260	0,01269	0,092	1,17	0,801	0,0269	0,0405	0,0506
175	28,5	8	376,98	39,46	68,6	330	0,01269	0,092	1,17	0,762	0,0325	0,0466	0,0611
175	28,5	8	355,32	37,19	93,4	410	0,01269	0,092	1,17	0,718	0,0394	0,0532	0,0741

175	28,5	8	334,37	35,00	143	510	0,01269	0,092	1,17	0,676	0,0457	0,058	0,0859
175	28,5	8	318,45	33,33	192,6	600	0,01269	0,092	1,17	0,644	0,0507	0,0613	0,0953
175	28,5	8	311,30	32,58	217,4	650	0,01269	0,092	1,17	0,629	0,0539	0,0637	0,1012
175	28,5	8	305,36	31,96	242,2	690	0,01269	0,092	1,17	0,617	0,0557	0,0647	0,1048
175	28,5	8	294,88	30,86	267	740	0,01269	0,092	1,17	0,596	0,0589	0,066	0,1106
175	28,5	8	283,19	29,64	291,8	780	0,01269	0,092	1,17	0,572	0,0608	0,0654	0,1142
175	28,5	8	274,13	28,69	316,6	810	0,01269	0,092	1,17	0,554	0,0614	0,064	0,1154
175	28,5	8	243,30	25,47	391	910	0,01269	0,092	1,17	0,492	0,0646	0,0597	0,1214
175	28,5	8	212,57	22,25	465,4	1000	0,01269	0,092	1,17	0,43	0,0666	0,0537	0,1251
175	28,5	8	204,11	21,36	490,2	1030	0,01269	0,092	1,17	0,413	0,0672	0,0521	0,1263
175	28,5	8	194,54	20,36	515	1060	0,01269	0,092	1,17	0,393	0,0678	0,0501	0,1275
175	28,5	8	173,69	18,18	614,2	1160	0,01269	0,092	1,17	0,351	0,0679	0,0448	0,1277
175	28,5	8	161,40	16,89	663,8	1220	0,01269	0,092	1,17	0,326	0,0692	0,0424	0,1301
175	28,5	8	144,58	15,13	763	1320	0,01269	0,092	1,17	0,292	0,0693	0,0381	0,1303
175	28,5	8	130,98	13,71	862,2	1420	0,01269	0,092	1,17	0,265	0,0694	0,0345	0,1305
175	28,5	8	113,85	11,92	986,2	1550	0,01269	0,092	1,17	0,23	0,0702	0,0304	0,1319
175	28,5	8	99,04	10,37	1110,2	1680	0,01269	0,092	1,17	0,2	0,0709	0,0267	0,1333
175	28,5	8	88,36	9,25	1172,2	1810	0,01269	0,092	1,17	0,179	0,0794	0,0266	0,1492

175	28,5	8	0,00	0,00	1239,2	1900	0,01269	0,092	1,17	0	0,0823	0	0,1546
-----	------	---	------	------	--------	------	---------	-------	------	---	--------	---	--------

Tabel A. 7 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada $U = 9 \text{ m/s}$

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
180	28,5	9	606,17	63,45	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,089	0	0	0
180	28,5	9	591,26	61,89	24	70	0,01269	0,092	1,17	1,062	0,0057	0,009	0,0085
180	28,5	9	558,41	58,45	39,5	140	0,01269	0,092	1,17	1,003	0,0125	0,0186	0,0186
180	28,5	9	543,00	56,83	55	190	0,01269	0,092	1,17	0,976	0,0168	0,0243	0,025
180	28,5	9	532,42	55,73	70,5	230	0,01269	0,092	1,17	0,957	0,0199	0,0282	0,0295
180	28,5	9	518,52	54,27	86	270	0,01269	0,092	1,17	0,932	0,0229	0,0317	0,034
180	28,5	9	500,09	52,34	101,5	320	0,01269	0,092	1,17	0,899	0,0272	0,0363	0,0404
180	28,5	9	454,05	47,52	132,5	440	0,01269	0,092	1,17	0,816	0,0383	0,0464	0,0568
180	28,5	9	437,33	45,77	163,5	500	0,01269	0,092	1,17	0,786	0,0419	0,0489	0,0622
180	28,5	9	412,95	43,22	225,5	600	0,01269	0,092	1,17	0,742	0,0466	0,0514	0,0692
180	28,5	9	395,52	41,40	256,5	660	0,01269	0,092	1,17	0,711	0,0502	0,053	0,0746

180	28,5	9	374,36	39,18	287,5	740	0,01269	0,092	1,17	0,673	0,0563	0,0563	0,0836
180	28,5	9	357,94	37,47	318,5	810	0,01269	0,092	1,17	0,643	0,0612	0,0584	0,0908
180	28,5	9	329,43	34,48	380,5	950	0,01269	0,092	1,17	0,592	0,0709	0,0623	0,1053
180	28,5	9	309,59	32,40	411,5	1000	0,01269	0,092	1,17	0,556	0,0733	0,0605	0,1088
180	28,5	9	292,06	30,57	442,5	1050	0,01269	0,092	1,17	0,525	0,0756	0,0589	0,1123
180	28,5	9	246,93	25,85	566,5	1250	0,01269	0,092	1,17	0,444	0,0851	0,056	0,1263
180	28,5	9	225,17	23,57	659,5	1370	0,01269	0,092	1,17	0,405	0,0884	0,0531	0,1313
180	28,5	9	183,76	19,23	752,5	1490	0,01269	0,092	1,17	0,33	0,0918	0,045	0,1363
180	28,5	9	86,75	9,08	783,5	1550	0,01269	0,092	1,17	0,156	0,0954	0,0221	0,1417
180	28,5	9	0,00	0,00	814,5	1600	0,01269	0,092	1,17	0	0,1414	0	0,1452

Tabel A. 8 Data Koefisien Torsi Statis untuk Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Seluruh Variasi Kecepatan Aliran

Sudut (θ_0)	T_{s0} (N.cm)						
	3,8 m/s	4,4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s	8 m/s	9 m/s
0°	0,022	0,043	0,123	0,073	0,061	0,057	0,042
10°	0,077	0,077	0,134	0,096	0,077	0,069	0,052
20°	0,105	0,109	0,175	0,118	0,094	0,079	0,065
30°	0,147	0,142	0,217	0,152	0,117	0,091	0,075
40°	0,102	0,106	0,174	0,116	0,094	0,079	0,065
50°	0,078	0,075	0,133	0,095	0,078	0,069	0,052
60°	0,022	0,045	0,122	0,073	0,062	0,058	0,042
70°	-0,045	0,021	0,093	0,052	0,046	0,047	0,035
80°	-0,095	0,007	0,055	0,025	0,029	0,040	0,029
90°	-0,138	-0,014	0,032	-0,001	0,009	0,033	0,023

100°	-0,157	-0,035	-0,007	-0,031	-0,016	0,028	0,013
110°	-0,202	-0,050	-0,065	-0,051	-0,027	0,020	0,007
120°	-0,228	-0,061	-0,116	-0,080	-0,039	0,009	-0,001
130°	-0,255	-0,068	-0,063	-0,051	-0,044	-0,001	-0,010
140°	-0,286	-0,098	-0,005	-0,032	-0,047	-0,015	-0,019
150°	-0,318	-0,165	0,033	-0,001	-0,053	-0,027	-0,026
160°	-0,195	-0,068	0,056	0,024	-0,020	0,011	-0,001
170°	-0,058	-0,012	0,092	0,052	0,037	0,035	0,023
180°	0,018	0,042	0,121	0,073	0,060	0,057	0,042

B. Data Penelitian untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Tabel B. 1 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 3,8$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP ₀	C _{M0}
140	28,5	3,8	203	21,25	0,0	0	0,01269	0,092	1,17	0,864	0	0	0
140	28,5	3,8	183	19,15	24,0	90	0,01269	0,092	1,17	0,779	0,0082	0,0533	0,0684
140	28,5	3,8	176	18,38	36,4	110	0,01269	0,092	1,17	0,747	0,0092	0,057	0,0763
140	28,5	3,8	168	17,55	48,8	130	0,01269	0,092	1,17	0,713	0,0101	0,0601	0,0842
140	28,5	3,8	158	16,52	61,2	150	0,01269	0,092	1,17	0,672	0,0111	0,0619	0,0921
140	28,5	3,8	148	15,50	73,6	170	0,01269	0,092	1,17	0,63	0,012	0,063	0,0999
140	28,5	3,8	139	14,57	86,0	190	0,01269	0,092	1,17	0,593	0,0129	0,0639	0,1078
140	28,5	3,8	125	13,11	98,4	210	0,01269	0,092	1,17	0,533	0,0139	0,0617	0,1157
140	28,5	3,8	112	11,74	110,8	230	0,01269	0,092	1,17	0,477	0,0148	0,059	0,1236
140	28,5	3,8	97	10,18	123,2	250	0,01269	0,092	1,17	0,414	0,0158	0,0544	0,1315
140	28,5	3,8	67	6,98	135,6	270	0,01269	0,092	1,17	0,284	0,0167	0,0396	0,1393

140	28,5	3,8	51	5,38	148,0	290	0,01269	0,092	1,17	0,219	0,0177	0,0322	0,1472
140	28,5	3,8	38	3,98	160,4	310	0,01269	0,092	1,17	0,162	0,0186	0,0251	0,1551
140	28,5	3,8	0	0,00	172,8	330	0,01269	0,092	1,17	0	0,0196	0	0,163

Tabel B. 2 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 4,4$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
150	28,5	4,4	298	31,19	0,0	0	0,0127	0,092	1,17	1,095	0	0	0
150	28,5	4,4	244	25,58	24,0	90	0,0127	0,092	1,17	0,898	0,0082	0,0458	0,051
150	28,5	4,4	238	24,91	36,4	110	0,0127	0,092	1,17	0,875	0,0092	0,0498	0,0569
150	28,5	4,4	227	23,81	48,8	140	0,0127	0,092	1,17	0,836	0,0114	0,059	0,0705
150	28,5	4,4	223	23,33	61,2	160	0,0127	0,092	1,17	0,819	0,0123	0,0626	0,0764
150	28,5	4,4	217	22,76	73,6	180	0,0127	0,092	1,17	0,799	0,0132	0,0657	0,0823
150	28,5	4,4	213	22,26	86,0	200	0,0127	0,092	1,17	0,782	0,0142	0,0689	0,0882
150	28,5	4,4	208	21,73	98,4	220	0,0127	0,092	1,17	0,763	0,0151	0,0718	0,094
150	28,5	4,4	205	21,46	110,8	240	0,0127	0,092	1,17	0,753	0,0161	0,0753	0,0999

150	28,5	4,4	200	20,91	123,2	260	0,0127	0,092	1,17	0,734	0,017	0,0777	0,1058
150	28,5	4,4	192	20,12	135,6	290	0,0127	0,092	1,17	0,706	0,0192	0,0844	0,1194
150	28,5	4,4	187	19,59	148,0	310	0,0127	0,092	1,17	0,688	0,0202	0,0862	0,1253
150	28,5	4,4	183	19,15	160,4	330	0,0127	0,092	1,17	0,672	0,0211	0,0882	0,1312
150	28,5	4,4	179	18,78	172,8	350	0,0127	0,092	1,17	0,659	0,0221	0,0904	0,137
150	28,5	4,4	175	18,27	185,2	370	0,0127	0,092	1,17	0,642	0,023	0,0917	0,1429
150	28,5	4,4	169	17,73	197,6	390	0,0127	0,092	1,17	0,622	0,024	0,0926	0,1488
150	28,5	4,4	163	17,10	210,0	410	0,0127	0,092	1,17	0,601	0,0249	0,0929	0,1547
150	28,5	4,4	157	16,46	222,4	430	0,0127	0,092	1,17	0,578	0,0258	0,0928	0,1605
150	28,5	4,4	149	15,61	247,2	460	0,0127	0,092	1,17	0,548	0,0265	0,0902	0,1646
150	28,5	4,4	141	14,73	272,0	490	0,0127	0,092	1,17	0,517	0,0271	0,0872	0,1686
150	28,5	4,4	132	13,81	296,8	520	0,0127	0,092	1,17	0,485	0,0278	0,0837	0,1726
150	28,5	4,4	127	13,29	321,6	550	0,0127	0,092	1,17	0,467	0,0284	0,0824	0,1766
150	28,5	4,4	119	12,47	346,4	580	0,0127	0,092	1,17	0,438	0,0291	0,0791	0,1806
150	28,5	4,4	109	11,41	371,2	610	0,0127	0,092	1,17	0,401	0,0297	0,074	0,1847
150	28,5	4,4	84	8,81	396,0	640	0,0127	0,092	1,17	0,309	0,0304	0,0583	0,1887
150	28,5	4,4	78	8,17	420,8	670	0,0127	0,092	1,17	0,287	0,031	0,0553	0,1927
150	28,5	4,4	63	6,56	445,6	700	0,0127	0,092	1,17	0,23	0,0317	0,0453	0,1967

150	28,5	4,4	51	5,38	470,4	730	0,0127	0,092	1,17	0,189	0,0323	0,0379	0,2008
150	28,5	4,4	43	4,54	495,2	760	0,0127	0,092	1,17	0,159	0,033	0,0326	0,2048
150	28,5	4,4	31	3,24	520,0	790	0,0127	0,092	1,17	0,114	0,0336	0,0237	0,2088
150	28,5	4,4	21	2,20	557,2	830	0,0127	0,092	1,17	0,077	0,034	0,0163	0,211
150	28,5	4,4	0	0,00	582,0	860	0,0127	0,092	1,17	0	0,0346	0	0,215

Tabel B. 3 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 5$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
155	28,5	5	369	38,60	0,0	0	0,0127	0,092	1,17	1,193	0	0	0
155	28,5	5	323	33,85	24,0	90	0,0127	0,092	1,17	1,046	0,0082	0,0413	0,0395
155	28,5	5	309	32,35	123,2	210	0,0127	0,092	1,17	1	0,0108	0,052	0,052
155	28,5	5	304	31,85	148,0	240	0,0127	0,092	1,17	0,984	0,0115	0,0542	0,0551
155	28,5	5	295	30,84	172,8	280	0,0127	0,092	1,17	0,953	0,0133	0,0612	0,0642
155	28,5	5	288	30,16	197,6	320	0,0127	0,092	1,17	0,932	0,0152	0,0683	0,0733

155	28,5	5	279	29,16	222,4	360	0,0127	0,092	1,17	0,901	0,0171	0,0742	0,0824
155	28,5	5	265	27,73	247,2	410	0,0127	0,092	1,17	0,857	0,0203	0,0835	0,0975
155	28,5	5	252	26,37	272,0	460	0,0127	0,092	1,17	0,815	0,0234	0,0917	0,1126
155	28,5	5	245	25,69	296,8	500	0,0127	0,092	1,17	0,794	0,0253	0,0966	0,1217
155	28,5	5	238	24,91	321,6	540	0,0127	0,092	1,17	0,77	0,0272	0,1007	0,1308
155	28,5	5	225	23,54	346,4	590	0,0127	0,092	1,17	0,727	0,0303	0,1061	0,1459
155	28,5	5	218	22,86	371,2	630	0,0127	0,092	1,17	0,706	0,0322	0,1095	0,155
155	28,5	5	208	21,73	396,0	680	0,0127	0,092	1,17	0,672	0,0354	0,1142	0,1701
155	28,5	5	201	21,00	420,8	720	0,0127	0,092	1,17	0,649	0,0372	0,1162	0,1792
155	28,5	5	181	18,95	470,4	810	0,0127	0,092	1,17	0,586	0,0423	0,1191	0,2034
155	28,5	5	167	17,43	495,2	850	0,0127	0,092	1,17	0,539	0,0442	0,1144	0,2125
155	28,5	5	147	15,36	520,0	880	0,0127	0,092	1,17	0,475	0,0448	0,1024	0,2156
155	28,5	5	127	13,30	551,0	920	0,0127	0,092	1,17	0,411	0,0459	0,0908	0,221
155	28,5	5	112	11,68	582,0	960	0,0127	0,092	1,17	0,361	0,0471	0,0817	0,2264
155	28,5	5	83	8,67	613,0	1000	0,0127	0,092	1,17	0,268	0,0482	0,0621	0,2318
155	28,5	5	47	4,93	644,0	1040	0,0127	0,092	1,17	0,152	0,0493	0,0361	0,2371
155	28,5	5	30	3,12	675,0	1080	0,0127	0,092	1,17	0,096	0,0504	0,0234	0,2425
155	28,5	5	0	0,00	737,0	1150	0,0127	0,092	1,17	0	0,0464	0	0,2473

*Tabel B. 4 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder
Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 6 \text{ m/s}$*

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
165	28,5	6	406	42,50	0,0	0	0,01269	0,092	1,17	1,094	0	0	0
165	28,5	6	382,8	40,07	24,0	90	0,01269	0,092	1,17	1,032	0,0082	0,0283	0,0274
165	28,5	6	365,2	38,22	55,0	150	0,01269	0,092	1,17	0,984	0,0118	0,0389	0,0395
165	28,5	6	354,2	37,07	70,5	190	0,01269	0,092	1,17	0,955	0,0149	0,0474	0,0497
165	28,5	6	348,8	36,51	86,0	220	0,01269	0,092	1,17	0,94	0,0167	0,0524	0,0557
165	28,5	6	328	34,33	148,0	320	0,01269	0,092	1,17	0,884	0,0214	0,0632	0,0715
165	28,5	6	284,4	29,77	185,2	450	0,01269	0,092	1,17	0,767	0,033	0,0844	0,1101
165	28,5	6	265,6	27,80	216,2	510	0,01269	0,092	1,17	0,716	0,0366	0,0875	0,1222
165	28,5	6	253,4	26,52	231,7	550	0,01269	0,092	1,17	0,683	0,0396	0,0904	0,1324
165	28,5	6	227,6	23,82	247,2	620	0,01269	0,092	1,17	0,613	0,0464	0,0951	0,155
165	28,5	6	212	22,19	262,7	650	0,01269	0,092	1,17	0,571	0,0482	0,0920	0,1611
165	28,5	6	196,8	20,60	293,7	690	0,01269	0,092	1,17	0,53	0,0493	0,0874	0,1648
165	28,5	6	163,4	17,10	340,2	740	0,01269	0,092	1,17	0,44	0,0498	0,0732	0,1663

165	28,5	6	148	15,49	386,7	790	0,01269	0,092	1,17	0,399	0,0502	0,0669	0,1677
165	28,5	6	129,6	13,57	433,2	840	0,01269	0,092	1,17	0,349	0,0506	0,0591	0,1692
165	28,5	6	112,6	11,79	479,7	890	0,01269	0,092	1,17	0,303	0,0511	0,0518	0,1706
165	28,5	6	99,4	10,40	526,2	940	0,01269	0,092	1,17	0,268	0,0515	0,0461	0,1721
165	28,5	6	76,6	8,02	572,7	990	0,01269	0,092	1,17	0,206	0,0519	0,0358	0,1735
165	28,5	6	63,6	6,66	619,2	1040	0,01269	0,092	1,17	0,171	0,0524	0,0300	0,175
165	28,5	6	51	5,34	665,7	1090	0,01269	0,092	1,17	0,137	0,0528	0,0243	0,1765
165	28,5	6	22	2,30	712,2	1140	0,01269	0,092	1,17	0,059	0,0533	0,0105	0,1779
165	28,5	6	0	0,00	758,7	1190	0,01269	0,092	1,17	0	0,0537	0	0,1794

Tabel B. 5 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 7$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP ₀	C _{M0}
155	28,5	7	461	48,25	0,0	0	0,01269	0,092	1,17	1,065	0	0	0
155	28,5	7	388,4	40,65	24,0	150	0,01269	0,092	1,17	0,897	0,0157	0,0345	0,0385

155	28,5	7	362,2	37,91	55,0	250	0,01269	0,092	1,17	0,837	0,0243	0,0499	0,0596
155	28,5	7	342	35,80	86,0	320	0,01269	0,092	1,17	0,79	0,0291	0,0565	0,0715
155	28,5	7	329	34,44	117,0	400	0,01269	0,092	1,17	0,76	0,0352	0,0657	0,0865
155	28,5	7	316,8	33,16	148,0	460	0,01269	0,092	1,17	0,732	0,0388	0,0698	0,0953
155	28,5	7	306,8	32,11	179,0	510	0,01269	0,092	1,17	0,709	0,0412	0,0717	0,1011
155	28,5	7	295,2	30,90	210,0	560	0,01269	0,092	1,17	0,682	0,0436	0,0729	0,1069
155	28,5	7	282	29,52	303,0	700	0,01269	0,092	1,17	0,651	0,0494	0,079	0,1213
155	28,5	7	272	28,47	365,0	800	0,01269	0,092	1,17	0,628	0,0542	0,0835	0,1329
155	28,5	7	259,4	27,15	427,0	910	0,01269	0,092	1,17	0,599	0,0601	0,0884	0,1476
155	28,5	7	242	25,33	458,0	950	0,01269	0,092	1,17	0,559	0,0612	0,0840	0,1503
155	28,5	7	196,6	20,58	551,0	1060	0,01269	0,092	1,17	0,454	0,0634	0,0706	0,1555
155	28,5	7	161,2	16,87	597,5	1120	0,01269	0,092	1,17	0,372	0,065	0,0595	0,1596
155	28,5	7	151,2	15,83	659,5	1200	0,01269	0,092	1,17	0,349	0,0673	0,0577	0,1651
155	28,5	7	111,8	11,70	721,5	1270	0,01269	0,092	1,17	0,258	0,0683	0,0433	0,1676
155	28,5	7	83,2	8,71	783,5	1370	0,01269	0,092	1,17	0,192	0,073	0,0344	0,1792
155	28,5	7	61,6	6,45	845,5	1440	0,01269	0,092	1,17	0,142	0,074	0,0258	0,1816
155	28,5	7	31,4	3,29	969,5	1600	0,01269	0,092	1,17	0,073	0,0785	0,014	0,1926
155	28,5	7	0	0,00	1124,5	1780	0,01269	0,092	1,17	0	0,0816	0	0,2003

*Tabel B. 6 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder
Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 8$ m/s*

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
180	28,5	8	517	54,11	0,0	0	0,01269	0,092	1,17	1,045	0	0	0
180	28,5	8	464	48,57	24,0	160	0,01269	0,092	1,17	0,938	0,0169	0,0298	0,0318
180	28,5	8	442	46,25	70,5	260	0,01269	0,092	1,17	0,893	0,0236	0,0396	0,0443
180	28,5	8	415	43,46	117,0	370	0,01269	0,092	1,17	0,839	0,0315	0,0497	0,0592
180	28,5	8	381	39,86	163,5	490	0,01269	0,092	1,17	0,770	0,0406	0,0588	0,0764
180	28,5	8	365	38,26	210,0	570	0,01269	0,092	1,17	0,739	0,0448	0,0622	0,0842
180	28,5	8	353	36,93	256,5	650	0,01269	0,092	1,17	0,713	0,049	0,0656	0,092
180	28,5	8	334	34,99	303,0	740	0,01269	0,092	1,17	0,676	0,0544	0,0691	0,1022
180	28,5	8	317	33,16	349,5	830	0,01269	0,092	1,17	0,640	0,0598	0,0720	0,1124
180	28,5	8	299	31,33	396,0	920	0,01269	0,092	1,17	0,605	0,0652	0,0742	0,1226
180	28,5	8	287	30,03	442,5	1000	0,01269	0,092	1,17	0,580	0,0694	0,0756	0,1304
180	28,5	8	273	28,60	489,0	1080	0,01269	0,092	1,17	0,552	0,0736	0,0764	0,1383
180	28,5	8	260	27,21	535,5	1140	0,01269	0,092	1,17	0,525	0,0753	0,0743	0,1414

180	28,5	8	249	26,01	582,0	1200	0,01269	0,092	1,17	0,502	0,0769	0,0726	0,1446
180	28,5	8	233	24,38	628,5	1260	0,01269	0,092	1,17	0,471	0,0786	0,0696	0,1477
180	28,5	8	216	22,59	675,0	1320	0,01269	0,092	1,17	0,436	0,0803	0,0658	0,1509
180	28,5	8	186	19,52	721,5	1390	0,01269	0,092	1,17	0,377	0,0832	0,0589	0,1564
180	28,5	8	172	17,96	768,0	1450	0,01269	0,092	1,17	0,347	0,0849	0,0553	0,1595
180	28,5	8	159	16,67	814,5	1510	0,01269	0,092	1,17	0,322	0,0866	0,0524	0,1627
180	28,5	8	143	14,97	861,0	1560	0,01269	0,092	1,17	0,289	0,087	0,0473	0,1635
180	28,5	8	129	13,52	907,5	1620	0,01269	0,092	1,17	0,261	0,0887	0,0435	0,1667
180	28,5	8	117	12,24	954,0	1680	0,01269	0,092	1,17	0,236	0,0904	0,0402	0,1698
180	28,5	8	109	11,40	1000,5	1730	0,01269	0,092	1,17	0,220	0,0908	0,0376	0,1706
180	28,5	8	96	10,09	1093,5	1830	0,01269	0,092	1,17	0,195	0,0917	0,0336	0,1723
180	28,5	8	83	8,65	1186,5	1930	0,01269	0,092	1,17	0,167	0,0926	0,0290	0,1739
180	28,5	8	74	7,70	1279,5	2030	0,01269	0,092	1,17	0,149	0,0934	0,0261	0,1756
180	28,5	8	65	6,82	1434,5	2190	0,01269	0,092	1,17	0,132	0,0941	0,0233	0,1767
180	28,5	8	51	5,38	1527,5	2290	0,01269	0,092	1,17	0,104	0,0949	0,0185	0,1784
180	28,5	8	0	0,00	1813,5	2580	0,01269	0,092	1,17	0	0,0954	0	0,1793

Tabel B. 7 Data Hasil Eksperimen untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada $U = 9$ m/s

Voltase (V)	T (°C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	r (m)	A (m²)	ρ (kg/m³)	λ	Td (Nm)	CoP₀	C_{M0}
185	28,5	9	574,83	60,17	0	0	0,01269	0,092	1,17	1,033	0	0	0
185	28,5	9	544,58	57,00	24	100	0,01269	0,092	1,17	0,978	0,0095	0,0137	0,014
185	28,5	9	510,73	53,46	86	230	0,01269	0,092	1,17	0,918	0,0179	0,0244	0,0266
185	28,5	9	490,5	51,34	148	350	0,01269	0,092	1,17	0,881	0,0251	0,0329	0,0373
185	28,5	9	464,66	48,64	210	460	0,01269	0,092	1,17	0,835	0,0311	0,0386	0,0462
185	28,5	9	446,74	46,76	272	560	0,01269	0,092	1,17	0,803	0,0359	0,0427	0,0532
185	28,5	9	419,4	43,90	334	690	0,01269	0,092	1,17	0,754	0,0443	0,0496	0,0658
185	28,5	9	408,78	42,79	396	790	0,01269	0,092	1,17	0,734	0,0490	0,0535	0,0728
185	28,5	9	403,98	42,28	458	870	0,01269	0,092	1,17	0,726	0,0513	0,0553	0,0762
185	28,5	9	383,75	40,17	520	1000	0,01269	0,092	1,17	0,69	0,0598	0,0612	0,0887
185	28,5	9	374,93	39,24	582	1090	0,01269	0,092	1,17	0,674	0,0632	0,0633	0,0939
185	28,5	9	365,82	38,29	644	1180	0,01269	0,092	1,17	0,657	0,0667	0,0651	0,0991

185	28,5	9	351,4	36,78	706	1280	0,01269	0,092	1,17	0,631	0,0715	0,067	0,1061
185	28,5	9	343,49	35,95	768	1370	0,01269	0,092	1,17	0,617	0,0749	0,0687	0,1113
185	28,5	9	336,08	35,18	830	1460	0,01269	0,092	1,17	0,604	0,0784	0,0703	0,1164
185	28,5	9	323,26	33,83	892	1560	0,01269	0,092	1,17	0,581	0,0832	0,0717	0,1235
185	28,5	9	314,24	32,89	954	1650	0,01269	0,092	1,17	0,565	0,0866	0,0726	0,1286
185	28,5	9	302,83	31,70	1016	1730	0,01269	0,092	1,17	0,544	0,0889	0,0718	0,132
185	28,5	9	285,5	29,88	1078	1820	0,01269	0,092	1,17	0,513	0,0924	0,0704	0,1371
185	28,5	9	263,47	27,58	1140	1900	0,01269	0,092	1,17	0,473	0,0946	0,0665	0,1405
185	28,5	9	237,73	24,88	1202	1990	0,01269	0,092	1,17	0,427	0,0981	0,0622	0,1456
185	28,5	9	212,49	22,24	1388	2200	0,01269	0,092	1,17	0,382	0,1011	0,0573	0,1501
185	28,5	9	189,2	19,80	1558	2400	0,01269	0,092	1,17	0,34	0,1048	0,0529	0,1556
185	28,5	9	173	18,11	1718	2580	0,01269	0,092	1,17	0,311	0,1073	0,0495	0,1593
185	28,5	9	155,2	16,24	1912	2780	0,01269	0,092	1,17	0,279	0,1081	0,0447	0,1604
185	28,5	9	0	12,58	2226		0,01269	0,092	1,17	0	#DIV/0!	#DIV/0!	

Tabel B. 8 Data Torsi Statis untuk Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $y/D = 0,5$; $S/D = 1,4$ pada Seluruh Variasi Kecepatan Aliran

Sudut (θ)	Cts (N.cm)						
	3,8 m/s	4,4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s	8 m/s	9 m/s
0°	0,095	0,094	0,142	0,091	0,080	0,070	0,056
10°	0,135	0,125	0,164	0,110	0,092	0,084	0,070
20°	0,187	0,157	0,196	0,131	0,118	0,099	0,080
30°	0,242	0,194	0,245	0,172	0,136	0,111	0,091
40°	0,183	0,160	0,195	0,132	0,118	0,097	0,078
50°	0,148	0,124	0,165	0,110	0,092	0,086	0,070
60°	0,097	0,107	0,143	0,088	0,081	0,070	0,056
70°	0,057	0,078	0,115	0,072	0,074	0,062	0,050
80°	0,008	0,048	0,095	0,061	0,067	0,055	0,045
90°	-0,015	0,031	0,071	0,053	0,056	0,047	0,040

100°	-0,047	0,007	0,053	0,034	0,044	0,037	0,031
110°	-0,085	-0,017	0,030	0,022	0,031	0,029	0,024
120°	-0,100	-0,034	0,016	0,015	0,023	0,024	0,020
130°	-0,127	-0,048	0,033	0,021	0,018	0,017	0,014
140°	-0,140	-0,065	0,053	0,035	0,016	0,014	0,012
150°	-0,168	-0,084	0,075	0,051	0,012	0,011	0,009
160°	-0,085	-0,036	0,095	0,061	0,038	0,033	0,026
170°	0,018	0,026	0,121	0,080	0,068	0,054	0,045
180°	0,092	0,097	0,146	0,092	0,081	0,071	0,056

C. Perhitungan *Uncertainty* Pengukuran

Pada perhitungan *uncertainty* akan diambil salah satu data dari eksperimen. Data yang digunakan dalam perhitungan *uncertainty* adalah data turbin tanpa silinder pengganggu untuk kecepatan aliran 5 m/s pada CoP maksimum. Sedangkan untuk perhitungan *uncertainty* torsi statis menggunakan data torsi statis untuk kecepatan aliran 5 m/s pada sudut 30°. Sebelum melanjutkan ke bagian perhitungan *uncertainty*, berikut merupakan daftar alat ukur beserta ketelitiannya dan data hasil pembacaan pada titik acuan yang digunakan:

Tabel C. 1 Kondisi, alat ukur dan ketelitiannya serta hasil pembacaan untuk perhitungan uncertainty

Pada Kondisi	Alat Ukur	Hasil Pembacaan		Ketelitian Alat
CoP _{max0} pada U = 5 m/s	Tachometer	n (rpm)	188	0,1
	Anemometer	U (m/s)	5	0,01
	Neraca Pegas	m-s (g)	181,4	10
	Termometer	T (°C)	28,5	0,5
Ts ₀ untuk 30° pada U = 5 m/s	Torsi Statis	Ts ₀ (N.cm)	4,52	0,01
	Penggaris	L (mm)	309	1

		R (mm)	154,5	1
		H (mm)	298	1
	Mikrometer Sekrup	r (mm)	12,69	0,01

- **Uncertainty Pembacaan Hasil Pengukuran**

- **Uncertainty Pembacaan Putaran (n)**

$$U_n = \pm \frac{0,1}{188} = \pm 0,000532$$

- **Uncertainty Pembacaan Kecepatan (U)**

$$U_U = \pm \frac{0,01}{5} = \pm 0,002$$

- **Uncertainty Pembacaan Neraca Pegas (s-m)**

$$U_{s-m} = \pm \frac{10}{181,4} = \pm 0,05513$$

- **Uncertainty Pembacaan Temperatur (T)**

$$U_T = \pm \frac{0,5}{28,5} = \pm 0,0175439$$

- **Uncertainty Torsi Statis**

$$U_{Ts} = \pm \frac{0,01}{4,52} = \pm 0,0022$$

- **Uncertainty Pembacaan Diameter Turbin (L)**

$$U_L = \pm \frac{1}{309} = \pm 0,00324$$

- **Uncertainty Pembacaan Jari – jari Turbin (R)**

$$U_R = \pm \frac{1}{154,5} = \pm 0,00647$$

- **Uncertainty Pembacaan (H)**

$$U_H = \pm \frac{1}{298} = \pm 0,00336$$

- **Uncertainty Pembacaan Jari – jari Silinder yang Menerima Beban (r)**

$$U_r = \pm \frac{0,01}{12,69} = \pm 0,000788$$

- **Uncertainty Kecepatan Angular Turbin (ω)**

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

$$d\omega = \frac{\partial \omega}{\partial n} dn$$

$$d\omega = \frac{\partial \left(\frac{2\pi n}{60} \right)}{\partial n} dn$$

$$d\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot dn = \frac{\pi}{30} \cdot dn$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial n} = \frac{\pi}{30}$$

$$U_{\omega, n} = \frac{\delta \omega, n}{\omega} = \frac{n}{\omega} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial n} \cdot U_n = \frac{n}{\frac{\pi n}{30}} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot U_n = U_n$$

$$U_\omega = \pm \left\{ [U_{\omega, n}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm \left\{ [U_n]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm \left\{ [0,000532]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_\omega = \pm 0,000532$$

$$U_\omega = \pm 0,0532\%$$

- **Uncertainty Luas Sapuan (A)**

$$A = L \times H$$

$$dA = \frac{\partial A}{\partial L} dL + \frac{\partial A}{\partial H} dH$$

$$dA = \frac{\partial(L \times H)}{\partial L} dL + \frac{\partial(L \times H)}{\partial H} dH$$

$$dA = (H \cdot dL) + (L \cdot dH)$$

$$\frac{\partial A}{\partial L} = H ; \frac{\partial A}{\partial H} = L$$

$$U_{A,L} = \frac{\delta A, L}{A} = \frac{L}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial L} \cdot U_L = \frac{L}{(L \times H)} \cdot H \cdot U_L = U_L$$

$$U_{A,H} = \frac{\delta A, H}{A} = \frac{H}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial H} \cdot U_H = \frac{H}{(L \times H)} \cdot L \cdot U_H = U_H$$

$$U_A = \pm \left\{ [U_{A,L}]^2 + [U_{A,H}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm \left\{ [U_L]^2 + [U_H]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm \left\{ [0,00324]^2 + [0,00336]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm 0,00466$$

$$U_A = \pm 0,466\%$$

- **Uncertainty Properti Fluida Kerja**

- **Uncertainty Massa Jenis (ρ)**

$$\rho = \frac{C}{T} ; ; C \text{ adalah konstanta}$$

$$\rho = C \cdot T^{-1}$$

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial T} dT$$

$$d\rho = \frac{\partial(C \times T^{-1})}{\partial T} dT$$

$$d\rho = (-C \cdot T^{-2} \cdot dT)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} = -C \cdot T^{-2}$$

$$U_{\rho,T} = \frac{\delta\rho,T}{\rho} = \frac{T}{\rho} \cdot \frac{\partial\rho}{\partial T} \cdot U_T = \frac{T}{C \cdot T^{-1}} \cdot -C \cdot T^{-2} = -U_T$$

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [U_{\rho,T}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [-U_T]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm \left\{ [0,0175439]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\rho} = \pm 0,0175439$$

$$U_{\rho} = \pm 0,175\%$$

○ **Uncertainty Viskositas Dinamik (μ)**

$$U_{\mu(T)} = \pm \frac{\partial\mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} (\pm\delta T)$$

$$T = 28,5^{\circ}$$

T (°C)	μ
27°	0,00001848
29°	0,00001857
28,5°	?

Interpolasi:

$$\frac{T_{28,5} - T_{27}}{T_{29} - T_{27}} = \frac{\mu_{28,5} - \mu_{27}}{\mu_{29} - \mu_{27}}$$

$$\mu_{28,5} = \left[\frac{(T_{28,5} - T_{27})(\mu_{29} - \mu_{27})}{(T_{29} - T_{27})} \right] + [\mu_{27}]$$

$$\mu_{28,5} = \left[\frac{(28,5 - 27)((1,857 - 1,848) \cdot 10^{-5})}{(29 - 27)} \right] + [1,848 \cdot 10^{-5}]$$

$$\mu_{28,5} = 1,855 \cdot 10^{-5}$$

$$\frac{\partial\mu}{\partial T} = \frac{\Delta\mu}{\Delta T} = \frac{\mu_{29} - \mu_{27}}{29 - 27} = \frac{(1,857 - 1,848) \cdot 10^{-5}}{2}$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial T} = 4,72 \cdot 10^{-8}$$

$$U_{\mu(T)} = \pm \frac{\partial \mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} (\pm \delta T)$$

$$U_{\mu(T)} = \frac{1}{1,855 \cdot 10^{-5}} \cdot 4,72 \cdot 10^{-8} \cdot (\pm 0,5)$$

$$U_{\mu(T)} = 0,00127$$

$$U_{\mu(T)} = U_{\mu} = \pm 0,00127$$

- **Uncertainty Parameter Analysis**

- **Uncertainty Tip Speed Ratio (λ)**

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} = \omega \cdot R \cdot U^{-1}$$

$$d\lambda = \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} d\omega + \frac{\partial \lambda}{\partial R} dR + \frac{\partial \lambda}{\partial U} dU$$

$$d\lambda = \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial \omega} d\omega + \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial R} dR + \frac{\partial(\omega \cdot R \cdot U^{-1})}{\partial U} dU$$

$$d\lambda = ([RU^{-1}] \cdot d\omega) + ([\omega U^{-1}] \cdot dR) + ([-\omega R U^{-2}] \cdot dU)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial \omega} = R U^{-1} ; \frac{\partial \lambda}{\partial R} = \omega U^{-1} ; \frac{\partial \lambda}{\partial U} = -\omega R U^{-2}$$

$$U_{\lambda, \omega} = \frac{\delta \lambda, \omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} \cdot U_{\omega}$$

$$U_{\lambda, \omega} = \omega \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot R U^{-1} \cdot U_{\omega} = U_{\omega}$$

$$U_{\lambda, R} = \frac{\delta \lambda, R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial R} \cdot U_R$$

$$U_{\lambda, R} = R \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot \omega U^{-1} \cdot U_R = U_R$$

$$U_{\lambda, U} = \frac{\delta \lambda, U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \cdot \frac{\partial \lambda}{\partial U} \cdot U_U$$

$$U_{\lambda,U} = U \frac{U}{(\omega \cdot R)} \cdot -\omega R U^{-2} \cdot U_{\omega} = -U_U$$

$$U_{\lambda} = \pm \left\{ [U_{\lambda,\omega}]^2 + [U_{\lambda,R}]^2 + [U_{\lambda,U}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\lambda} = \pm \left\{ [U_{\omega}]^2 + [U_R]^2 + [-U_U]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\lambda} = \pm \left\{ [0,000532]^2 + [0,00647]^2 + [-0,002]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{\lambda} = \pm 0,00679$$

$$U_{\lambda} = \pm 0,679\%$$

○ **Uncertainty Torsi Dinamis**

$T_D = |(s - m)| \cdot g \cdot r$; g adalah konstanta

$$dT_D = \frac{\partial T_D}{\partial (s - m)} d(s - m) + \frac{\partial T_D}{\partial r} dr$$

$$dT_D = \frac{\partial (|(s - m)| \cdot g \cdot r)}{\partial (s - m)} d(s - m) + \frac{\partial (|(s - m)| \cdot g \cdot r)}{\partial r} dr$$

$$dT_D = ([g \cdot r] \cdot d(s - m)) + (|(s - m)| \cdot g) \cdot dr$$

$$\frac{\partial T_D}{\partial (s - m)} = g \cdot r ; \frac{\partial T_D}{\partial r} = |(s - m)| \cdot g$$

$$U_{T_D, s-m} = \frac{\delta T_D, s-m}{T_D} = \frac{s-m}{T_D} \cdot \frac{\partial T_D}{\partial (s-m)} \cdot U_{s-m}$$

$$U_{T_D, s-m} = \frac{s-m}{|(s-m)| \cdot g \cdot r} \cdot (g \cdot r) \cdot U_{s-m} = U_{s-m}$$

$$U_{T_D, r} = \frac{\delta T_D, r}{T_D} = \frac{r}{T_D} \cdot \frac{\partial T_D}{\partial r} \cdot U_r$$

$$U_{T_D, r} = \frac{r}{|(s-m)| \cdot g \cdot r} \cdot (|(s-m)| \cdot g) \cdot U_r = U_r$$

$$U_{T_D} = \pm \left\{ [U_{T_D, s-m}]^2 + [U_{T_D, r}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm \left\{ [U_{s-m}]^2 + [U_r]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm \left\{ [(0,055127)]^2 + [0,000788]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm 0,05513$$

$$U_{T_D} = \pm 5,513\%$$

○ **Uncertainty Coefficient of Moment**

$$C_M = \frac{T_D}{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 \cdot R}$$

$$= 2 \cdot T_D \cdot \rho^{-1} \cdot A^{-1} \cdot U^{-2} \cdot R^{-1}$$

$$dC_M = \frac{\partial C_M}{\partial T_D} dT_D + \frac{\partial C_M}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial C_M}{\partial A} dA + \frac{\partial C_M}{\partial U} dU + \frac{\partial C_M}{\partial R} dR$$

$$\blacksquare \frac{\partial C_M}{\partial T_D} = 2 \cdot \rho^{-1} \cdot A^{-1} \cdot U^{-2} \cdot R^{-1} = \frac{2}{\rho A U^2 R}$$

$$\blacksquare \frac{\partial C_M}{\partial \rho} = -2 \cdot T_D \cdot \rho^{-2} \cdot A^{-1} \cdot U^{-2} \cdot R^{-1} = -\frac{2T_D}{\rho^2 A U^2 R}$$

$$\blacksquare \frac{\partial C_M}{\partial A} = -2 \cdot T_D \cdot \rho^{-1} A^{-2} U^{-2} \cdot R^{-1} = -\frac{2T_D}{\rho A^2 U^2 R}$$

$$\blacksquare \frac{\partial C_M}{\partial U} = -4 \cdot T_D \cdot \rho^{-1} A^{-1} U^{-3} \cdot R^{-1} = -\frac{4T_D}{\rho A U^3 R}$$

$$\blacksquare \frac{\partial C_M}{\partial R} = -2 \cdot T_D \cdot \rho^{-1} \cdot A^{-1} \cdot U^{-2} \cdot R^{-2} = -\frac{2T_D}{\rho A U^2 R^2}$$

$$U_{C_M} = \pm \left\{ [U_{C_M, T_D}]^2 + [U_{C_M, \rho}]^2 + [U_{C_M, A}]^2 + [U_{C_M, U}]^2 + [U_{C_M, R}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\blacksquare U_{C_M, T_D} = \frac{\delta C_{M, T_D}}{C_M} = \frac{T_D}{C_M} \cdot \frac{\partial C_M}{\partial T_D} \cdot U_{T_D}$$

$$U_{C_M, T_D} = T_D \cdot \frac{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 R}{T_D} \cdot \frac{2}{\rho A U^2 R} \cdot U_{T_D}$$

$$U_{C_M, T_D} = U_{T_D}$$

$$\blacksquare U_{C_M, \rho} = \frac{\delta C_{M, \rho}}{C_M} = \frac{\rho}{C_M} \cdot \frac{\partial C_M}{\partial \rho} \cdot U_{\rho}$$

$$U_{C_M, \rho} = \rho \cdot \frac{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 R}{T_D} \cdot -\frac{2T_D}{\rho^2 A U^2 R} \cdot U_{\rho}$$

$$U_{C_M, \rho} = -U_{\rho}$$

$$\blacksquare U_{C_M, A} = \frac{\delta C_{M, A}}{C_M} = \frac{A}{C_M} \cdot \frac{\partial C_M}{\partial A} \cdot U_A$$

$$U_{C_M, A} = A \cdot \frac{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 R}{T_D} \cdot -\frac{2T_D}{\rho A^2 U^2 R} \cdot U_A$$

$$U_{C_M, A} = -U_A$$

$$\begin{aligned}
\bullet \quad U_{C_M,U} &= \frac{\delta C_M,U}{C_M} = \frac{U}{C_M} \cdot \frac{\partial C_M}{\partial U} \cdot U_U \\
U_{C_M,U} &= U \cdot \frac{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 R}{T_D} \cdot - \frac{4T_D}{\rho A U^3 R} \cdot U_U \\
U_{C_M,U} &= -2U_U \\
\bullet \quad U_{C_M,R} &= \frac{\delta C_M,R}{C_M} = \frac{R}{C_M} \cdot \frac{\partial C_M}{\partial R} \cdot U_R \\
U_{C_M,R} &= R \cdot \frac{0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot U^2 R}{T_D} \cdot - \frac{2T_D}{\rho A U^2 R^2} \cdot U_R \\
U_{C_M,R} &= -U_R
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
U_{C_M} &= \pm \{ [U_{C_{oP,T_D}}]^2 + [U_{C_{oP,\rho}}]^2 + [U_{C_{oP,A}}]^2 + [U_{C_{oP,U}}]^2 + [U_{C_{oP,R}}]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
U_{C_M} &= \pm \{ [U_{T_D}]^2 + [-U_\rho]^2 + [-U_A]^2 + [-2U_U]^2 + [-U_R]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
U_{C_M} &= \pm \left\{ \begin{array}{l} [0,05513]^2 + [-0,0035]^2 + \\ [-0,00466]^2 + [2(-0,0002)]^2 + [0,00647]^2 \end{array} \right\}^{\frac{1}{2}} \\
U_{C_M} &= \pm 0,05854
\end{aligned}$$

$$U_{C_M} = \pm 5,854\%$$

○ **Uncertainty Coefficient of Power**

$$\begin{aligned}
CoP &= C_M \cdot \lambda \\
dCoP &= \frac{\partial CoP}{\partial C_M} dC_M + \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} d\lambda \\
\bullet \quad \frac{\partial CoP}{\partial C_M} &= \lambda \\
\bullet \quad \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} &= C_M
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
U_{CoP} &= \pm \left\{ [U_{CoP,C_M}]^2 + [U_{CoP,\lambda}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \\
\bullet \quad U_{CoP,C_M} &= \frac{\delta CoP,C_M}{CoP} = \frac{C_M}{CoP} \cdot \frac{\partial CoP}{\partial C_M} \cdot U_{C_M} \\
U_{CoP,C_M} &= \frac{C_M}{C_M \cdot \lambda} \cdot \lambda \cdot U_{C_M} \\
U_{CoP,C_M} &= U_{C_M} \\
\bullet \quad U_{CoP,\lambda} &= \frac{\delta CoP,\lambda}{CoP} = \frac{\lambda}{CoP} \cdot \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} \cdot U_\lambda
\end{aligned}$$

$$U_{CoP,\lambda} = \frac{\lambda}{C_M \cdot \lambda} \cdot C_M \cdot U_\lambda$$

$$U_{CoP,\lambda} = U_\lambda$$

$$U_{CoP} = \pm \left\{ [U_{CoP,C_M}]^2 + [U_{CoP,\lambda}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm \left\{ [U_{C_M}]^2 + [U_\lambda]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm \{ [0,05854]^2 + [0,00679]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{CoP} = \pm 0,05893$$

$$U_{CoP} = \pm 5,89\%$$

○ **Uncertainty Bilangan Reynolds**

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu} = \rho \cdot U \cdot L \cdot \mu^{-1}$$

$$dRe = \frac{\partial Re}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial Re}{\partial U} dU + \frac{\partial Re}{\partial L} dL + \frac{\partial Re}{\partial \mu} d\mu$$

$$\blacksquare \frac{\partial Re}{\partial \rho} = U \cdot L \cdot \mu^{-1} = \frac{UL}{\mu}$$

$$\blacksquare \frac{\partial Re}{\partial U} = \rho \cdot L \cdot \mu^{-1} = \frac{\rho L}{\mu}$$

$$\blacksquare \frac{\partial Re}{\partial L} = \rho \cdot U \cdot \mu^{-1} = \frac{\rho U}{\mu}$$

$$\blacksquare \frac{\partial Re}{\partial \mu} = -\rho \cdot U \cdot L \cdot \mu^{-2} = -\frac{\rho UL}{\mu^2}$$

$$U_{Re} = \pm \left\{ [U_{Re,\rho}]^2 + [U_{Re,U}]^2 + [U_{Re,L}]^2 + [U_{Re,\mu}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\blacksquare U_{Re,\rho} = \frac{\delta Re,\rho}{Re} = \frac{\rho}{Re} \cdot \frac{\partial Re}{\partial \rho} \cdot U_\rho$$

$$U_{Re,\rho} = \rho \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot U \cdot L} \cdot \frac{UL}{\mu} \cdot U_\rho$$

$$U_{Re,\rho} = U_\rho$$

$$\blacksquare U_{Re,U} = \frac{\delta Re,U}{Re} = \frac{U}{Re} \cdot \frac{\partial Re}{\partial U} \cdot U_U$$

$$U_{Re,U} = U \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot U \cdot L} \cdot \frac{\rho L}{\mu} \cdot U_U$$

$$U_{Re,U} = U_U$$

$$\blacksquare U_{Re,L} = \frac{\delta Re,L}{Re} = \frac{L}{Re} \cdot \frac{\partial Re}{\partial L} \cdot U_L$$

$$U_{Re,L} = L \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot U \cdot L} \cdot \frac{\rho U}{\mu} \cdot U_L$$

$$U_{Re,L} = U_L$$

$$\blacksquare U_{Re,\mu} = \frac{\delta Re,\mu}{Re} = \frac{\mu}{Re} \cdot \frac{\partial Re}{\partial \mu} \cdot U_\mu$$

$$U_{Re,\mu} = \mu \cdot \frac{\mu}{\rho \cdot U \cdot L} \cdot -\frac{\rho U L}{\mu^2} \cdot U_\mu$$

$$U_{Re,\mu} = -U_\mu$$

$$U_{Re} = \pm \left\{ [U_{Re,\rho}]^2 + [U_{Re,U}]^2 + [U_{Re,L}]^2 + [U_{Re,\mu}]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Re} = \pm \left\{ [U_\rho]^2 + [U_U]^2 + [U_L]^2 + [-U_\mu]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Re} = \pm \left\{ [0,175]^2 + [0,002]^2 + [0,00324]^2 + [-0,00127]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{Re} = \pm 0,0179$$

$$U_{Re} = \pm 1,79\%$$

BIODATA PENULIS



Suksmatatya Paramesti merupakan anak pertama dari dua bersaudara kelahiran Malang, 14 Oktober 1998. Penulis memulai pendidikan jenjang sekolah dasar di SDN Percobaan I Malang dan melanjutkan jenjang sekolah menengah pertama di SMP Negeri 13 Surabaya serta jenjang sekolah menengah atas di SMA Negeri 5 Surabaya. Setelah menyelesaikan dua belas tahun pendidikan dasar, penulis melanjutkan jenjang perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2016.

Semasa perkuliahan, penulis berpartisipasi dan berperan aktif dalam beberapa kegiatan akademik maupun non akademik. Dalam organisasi mahasiswa *Mesin Music Club*, penulis aktif berorganisasi sebagai staf Divisi Eksternal pada periode kepengurusan 2017/2018 dan sebagai Kepala Biro Kewirausahaan pada periode kepengurusan 2018/2019. Selain itu, sebagai penerima Djarum Beasiswa Plus 2018/2019, penulis juga aktif mengikuti serangkaian pelatihan pengembangan diri yang diberikan oleh Djarum Foundation. Penulis juga aktif mengikuti beberapa kepanitiaan yang diselenggarakan oleh pihak Departemen maupun Institut seperti Mechanical City 2017 dan Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2017. Dalam kegiatan akademik, penulis sempat mengikuti program internasionalisasi seperti program studi ekskursi ITS Goed Beyond: Singapore pada

tahun 2018 dan program *student exchange* di Shibaura Institute of Technology, Jepang selama satu semester pada tahun 2019.

Sehubungan dengan hasil penelitain yang dilakukan, segala kritik, masukan serta saran dapat disampaikan kepada penulis melalui alamat surel suksmatatyap@gmail.com