

TUGAS AKHIR - TM 184835

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN
ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER
SIRKULAR DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN
DAN DI SAMPING *ADVANCING BLADE* TURBIN**

“ Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variasi Kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s”

Muhammad Farhan

NRP 02111840000153

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN DAN DI SAMPING *ADVANCING BLADE* TURBIN

" Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variasi Kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s"

Muhammad Farhan
NRP 02111840000153

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP 196001291987011001

PROGRAM STUDI S-1 Teknik Mesin
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2022



FINAL PROJECT - TM184835

EXPERIMENTAL STUDY OF IMPROVEMENT THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF CIRCULAR CYLINDERS IN FRONT OF THE RETURNING BLADE TURBINE AND BEHIND THE ADVANCING BLADE TURBINE

"Case Study for Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$; $Y/D = 1.51$; $S/D = 1.51$; Velocity Variations 4, 5, 6 and 7 m/s"

Muhammad Farhan
NRP 02111840000153

Advisor
Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP 196001291987011001

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SINGKULAR DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN DAN DI SAMPING *ADVANCING BLADE* TURBIN

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variasi
Kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s"

TUGAS AKHIR

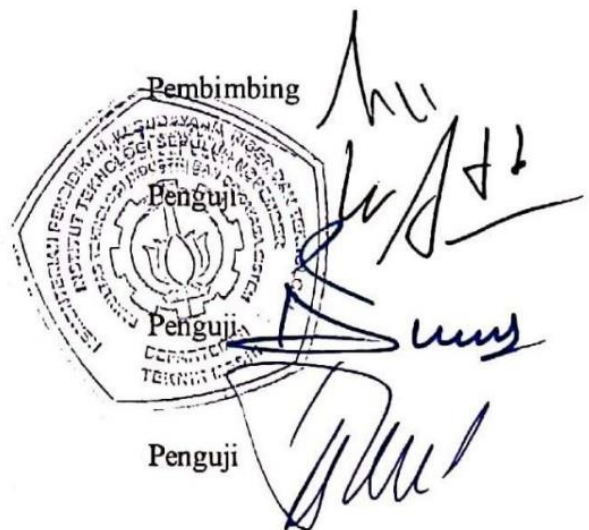
Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **Muhammad Farhan**

NRP. 02111840000153

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
3. Nur Ikhwan, ST. M.Eng
4. Prof. Ir. Sutardi , M.Eng., PhD.



SURABAYA

Juli, 2022

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY OF IMPROVEMENT THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF CIRCULAR CYLINDERS IN FRONT OF THE RETURNING BLADE TURBINE AND BEHIND THE ADVANCING BLADE TURBINE

"Case Study for Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$; $Y/D = 1.51$; $S/D = 1.51$; Velocity
Variations 4, 5, 6 and 7 m/s"

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements

for obtaining a degree S.T at

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

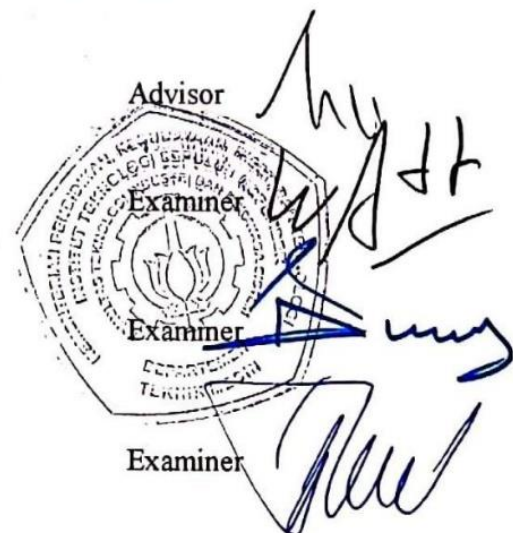
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **Muhammad Farhan**

NRP. 02111840000153

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
3. Nur Ikhwan, ST. M.Eng
4. Prof. Ir. Sutardi , M.Eng., PhD.



SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Muhammad Farhan / 02111840000153

Program studi : S-1 Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA /
196001291987011001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS
DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR DI DEPAN RETURNING BLADE
TURBIN DAN DI SAMPING ADVANCING BLADE TURBIN**

" Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variasi Kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s"

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 7 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing



Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP. 196001291987011001

Mahasiswa



Muhammad Farhan

NRP. 02111840000153

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of student / NRP : Muhammad Farhan / 02111840000153
Department : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA /
196001291987011001

Hereby declare that the Final Project with the title of

EXPERIMENTAL STUDY OF IMPROVEMENT THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF CIRCULAR CYLINDERS IN FRONT OF THE RETURNING BLADE TURBINE AND BEHIND THE ADVANCING BLADE TURBINE

"Case Study for Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$; $Y/D = 1.51$; $S/D = 1.51$; Velocity Variations 4, 5, 6 and 7 m/s"

is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 7 July 2022

Acknowledged

Advisor



Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP. 196001291987011001

Student



Muhammad Farhan

NRP. 02111840000153

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR DI DEPAN *RETURNING BLADE* TURBIN DAN DI SAMPING *ADVANCING BLADE* TURBIN

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variasi Kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s"

Nama Mahasiswa : Muhammad Farhan
NRP : 0211184000153
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Pertumbuhan permintaan listrik di Indonesia diproyeksikan akan mencapai 2.215 TWh (BaU) pada tahun 2050 setara dengan kenaikan 9 kali lipat dari permintaan listrik pada tahun 2018 yang hanya sebesar 254,6 TWh. Untuk mengatasi ketergantungan energi tak terbarukan ditengah pertumbuhan permintaan listrik serta untuk memenuhi upaya menuju *0 emission*, maka perlu adanya pengembangan lebih lanjut untuk mendapatkan sumber energi baru terbarukan salah satunya ialah energi angin. Salah satu alat yang dapat memanfaatkan energi angin ialah turbin angin Savonius. Turbin angin Savonius sesuai digunakan untuk kondisi angin di Indonesia dengan kecepatan berkisar 3 hingga 6 m/s. Akan tetapi, performa turbin angin Savonius paling rendah dibandingkan jenis turbin lainnya. Penelitian ini dilakukan untuk menganalisa peningkatan performa turbin angin Savonius dengan konfigurasi pertama yaitu diberikan silinder sirkular disamping *advancing blade* kemudian konfigurasi kedua yaitu silinder sirkular disamping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade*.

Penelitian ini dilakukan menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 165,2 mm, diameter *end plate* sebesar 333,7 mm, tinggi turbin (H) sebesar 295 mm, dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Selanjutnya pada penelitian ini digunakannya silinder sirkular dengan diameter sebesar (d) 82,6 mm. Penelitian ini dilakukan dengan ditematkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan rasio jarak (Y/D) 1,51 serta di depan *returning blade* dengan rasio jarak (S/D) 1,51 serta pada penelitian ini dilakukan dengan variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6 dan 7 m/s yang kecepatannya diatur dengan mengkontrol nilai voltase dari *axial fan* menggunakan *voltage regulator* serta kecepatannya diukur menggunakan *anemometer*. Pengukuran performa turbin dilakukan dengan pengukuran nilai torsi statis menggunakan *torque meter* kemudian pengukuran torsi dinamis menggunakan *brake dynamometer* seta kecepatan rotasi turbin menggunakan *tachometer*.

Hasil yang dicapai ialah peningkatan nilai *coefficient of power* konfigurasi pertama pada kecepatan 4, 5, dan 6 m/s dengan masing-masing peningkatan sebesar 93,31%, 39,84%, dan 5,13% dibanding turbin Savonius konvensional. Sementara pada kecepatan 7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* turbin angin Savonius. Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan nilai *coefficient of power* sebesar 33,72% dibanding turbin Savonius konvensional, sementara pada kecepatan 5-7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* turbin angin Savonius. Peletakan silinder sirkular dengan kedua konfigurasi pada seluruh kecepatan dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

Kata kunci: Turbin angin Savonius, Silinder Pengganggu, Putaran Turbin, Torsi Statis, Coefficient of Power, Coefficient of Moment.

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF CIRCULAR CYLINDERS IN FRONT OF THE RETURNING BLADE TURBINE AND BEHIND THE ADVANCING BLADE TURBINE

" Case Study for Circular Cylinder Size $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,51$; $S/D = 1,51$; Variation of Speed 4, 5, 6 and 7 m/s "

Student Name : Muhammad Farhan
ID Number : 02111840000153
Jurusan : *Mechanical Engineering FTIRS-ITS*
Advisor : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

The growth of electricity demand in Indonesia is projected to reach 2,215 TWh (BaU) in 2050, equivalent to a 9 times increase in electricity demand in 2018 which was only 254.6 TWh. To overcome dependence on non-renewable energy in the midst of growing electricity demand and to meet efforts towards 0 emission, further development is needed to obtain new renewable energy sources, one of which is wind energy. One of the tools that can utilize wind energy is the Savonius wind turbine. The Savonius wind turbine is suitable for wind conditions in Indonesia with speeds ranging from 3 to 6 m/s. However, the performance of the Savonius wind turbine is the lowest compared to other types of turbines. This study was conducted to analyze the performance improvement of the Savonius wind turbine with the first configuration, which is given a circular cylinder beside the advancing blade, then the second configuration is a circular cylinder beside the advancing blade as well as in front of the returning blade.

This research was conducted using a Savonius wind turbine with a turbine blade diameter (D) of 165.2 mm, an end plate diameter of 333.7 mm, a turbine height (H) of 295 mm, and a shaft diameter (b) of 19 mm. Furthermore, in this study, a circular cylinder with a diameter of (d) 82.6 mm was used. This research was conducted by placing a circular cylinder next to the advancing blade with a distance ratio (Y/D) of 1.51 and in front of the returning blade with a distance ratio (S/D) of 1.51 and in this study carried out with variations in wind speed of 4, 5, 6 and 7 m/s whose speed is regulated by controlling the voltage value of the axial fan using a voltage regulator and the speed is measured using an anemometer. Turbine performance measurement is done by measuring the static torque value using a torque meter then measuring the dynamic torque using a brake dynamometer and turbine rotation speed using a tachometer.

The result achieved is an increase in the coefficient of power of the first configuration at speeds of 4, 5, and 6 m/s with an increase of 93.31%, 39.84%, and 5.13% respectively compared to conventional Savonius turbines. While at a speed of 7 m/s it is less effective to increase the coefficient of power of the Savonius wind turbine. The placement of the interfering cylinder with the second configuration at a speed of 4 m/s can increase the coefficient of power value by 33.72% compared to a conventional Savonius turbine, while at a speed of 5-7 m/s it is less effective to increase the coefficient of power of a Savonius wind turbine. The placement of circular cylinders with both configurations at all speeds can increase the self-starting capability of the Savonius wind turbine.

Keywords: Savonius wind turbine, Interference Cylinder, Turbine Rotation, Static Torque, Coefficient of Power, Coefficient of Moment.

KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan petunjuk, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.

Penyusunan tugas akhir ini dapat terlaksana dengan baik karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga penulis, orang tua, adik – adik dan saudara yang telah memberikan dorongan dalam bentuk moral maupun materil.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah sabar memberikan ilmu dan bimbingannya selama pengerjaan tugas akhir.
3. Teman – teman kelompok TA 11 yang telah bersama – sama melewati suka dan duka dalam pengambilan data dan diskusi selama pengerjaan tugas akhir.
4. Teman – teman Lab Mekflu yang telah membantu dan memberikan dukungan selama pengerjaan tugas akhir.
5. Sahabat yang berada entah di mana dan sedang sibuk dengan urusan masing – masing yang selalu menemani penulis dari kecil hingga saat ini.
6. Seluruh teman – teman M61 Departemen Teknik Mesin yang menemani selama perkuliahan.
7. Seorang teman berparas cantik yang menemani suka dan duka penulis selama ini.

Penulis sadar bahwa penulisan tugas akhir ini tidaklah sempurna, oleh karena itu penulis selalu terbuka akan kritik dan saran yang akan diberikan. Semoga, tugas akhir ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat kepada pembaca, keluarga besar Departemen Teknik Mesin, dan civitas akademika ITS.

Surabaya, 7 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
APPROVAL SHEET	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
STATEMENT OF ORIGINALITY	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL	xviii
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	5
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	6
BAB II	7
DASAR TEORI	7
2.1 Turbin Angin	7
2.2 Turbin Angin Savonius	7
2.3 Gaya <i>Drag</i>	7
2.4 Bilangan <i>Reynolds</i>	9
2.5 Perhitungan Torsi Statis	10
2.6 Perhitungan Torsi Dinamis	10
2.7 Perhitungan Daya	11
2.9.1. Perhitungan Daya Teoritis	11
2.9.2. Perhitungan Daya Aktual	12
2.8 Tip Speed Ratio	13
2.9 <i>Coefficient of Power</i>	13
2.10 <i>Coefficient of Moment</i>	15

2.11	Rata-rata <i>Coefficient of Static Torque</i>	15
2.12	Penelitian Terdahulu	17
2.12.1.	Investigasi Secara Numerik dan Eksperimen terhadap Efek Diletakkannya Silinder Sirkular sebagai <i>Passive Control</i> pada Turbin Savonius	17
2.12.2.	Peningkatan Performa Turbin Savonius dengan Peletakan Silinder Sirkular Sisi <i>Upstream</i> dari <i>Returning Blade</i> Turbin Savonius	20
2.12.3.	Efek Diletakkannya Silinder Sirkular di depan <i>Advancing Blade</i> Turbin Air Savonius Menggunakan <i>Transient Simulation</i>	22
2.12.4.	Studi Numerik pada <i>Vertical Axis Savonius Turbin Water</i> dengan Diletakkan Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i> dengan Variasi Jarak Horizontal.....	31
2.12.5.	Analisa Performa Aliran pada <i>Savonius Hydrokinetic Turbine</i> dengan Diletakkannya Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i>	35
2.12.6.	Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius	42
2.12.7.	Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Savonius	46
2.13	Perbandingan Penelitian	50
BAB III.....		51
METODE PENELITIAN		51
3.1	Parameter yang Diukur	51
3.2	Analisa Dimensi.....	53
3.2.1.	Analisa Dimensi Coefficient of Power (CoP)	53
3.2.2.	Analisa Dimensi Coefficient of Moment (Cm)	56
3.3	Peralatan Penelitian.....	59
3.3.1.	Turbin Angin Savonius.....	59
3.3.2.	Silinder Sirkular.....	59
3.3.3.	Axial Fan	60
3.3.4.	Voltage Regulator.....	61
3.3.5.	Honeycomb.....	61
3.3.6.	Penyangga Turbin Angin Savonius	62
3.4	Alat Ukur pada Penelitian	63
3.4.1.	Anemometer	63
3.4.2.	Torquemeter.....	64
3.4.3.	Tachometer	65

3.4.4.	Brake Dynamometer.....	66
3.4.5.	Neraca Pegas.....	67
3.4.6.	Beban Pemberat.....	67
3.4.7.	Timbangan Digital.....	68
3.5	Prosedur Penelitian.....	68
3.5.1.	Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Dinamis.....	68
3.5.2.	Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis.....	69
3.6	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	71
3.6.1.	<i>Flowchart</i> Torsi Statis.....	71
3.6.2.	<i>Flowchart</i> Torsi Dinamis.....	73
3.7	Uji <i>Uniformity</i>	75
3.8	Perhitungan <i>Uncertainty</i>	79
BAB IV.....		84
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....		84
4.1	Contoh Perhitungan.....	84
4.1.1.	Perhitungan <i>Reynolds Number</i>	84
4.1.2.	Perhitungan Tip Speed Ratio.....	86
4.1.3.	Perhitungan Coefficient of Moment.....	87
4.1.4.	Perhitungan Coefficient of Power.....	87
4.1.5.	Perhitungan Coefficient of Static Torque.....	88
4.1.6.	Perhitungan Rata-rata Coefficient of Static Torque.....	88
4.2	Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konvensional.....	91
4.2.1.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Tip Speed Ratio.....	91
4.2.2.	Analisa <i>Coefficient of Power</i> (CoP) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i>	92
4.2.3.	Analisa <i>Coefficient of Static Torque</i> (Cts) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Sudut <i>Blade</i> Turbin.....	93
4.3	Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konfigurasi diletakkannya Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i> dan Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i> sekaligus di depan <i>Returning Blade</i> Turbin.....	94
4.3.1.	Analisa <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) Turbin Angin Savonius Konfigurasi diletakkannya Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i> dan Silinder Sirkular di samping <i>Advancing Blade</i> sekaligus di depan <i>Returning Blade</i> Turbin terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i>	94

4.3.2.	Analisa Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Tip Speed Ratio	102
4.3.3.	Analisa Coefficient of Static Torque (Cts) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Sudut Blade Turbin.....	110
4.4	Analisa Nilai rata-rata <i>Coefficient of Static Torque</i>	117
BAB V	119
KESIMPULAN DAN SARAN	119
5.1	Kesimpulan	119
5.2	Saran	119
Daftar Pustaka	120
Lampiran.....	121
A.	DATA PUTARAN, <i>COEFFICIENT OF POWER</i> , <i>COEFFICIENT OF MOMENT</i> , <i>COEFFICIENT OF STATIC TORQUE</i> , DAN RATA-RATA <i>COEFFICIENT OF STATUC TORQUE</i> TURBIN ANGIN SAVONIUS KONVENSIONAL	121
B.	DATA PUTARAN, <i>COEFFICIENT OF POWER</i> , <i>COEFFICIENT OF MOMENT</i> , <i>COEFFICIENT OF STATIC TORQUE</i> , DAN RATA-RATA <i>COEFFICIENT OF STATUC TORQUE</i> TURBIN ANGIN SAVONIUS KONFIGURASI PERTAMA	124
C.	DATA PUTARAN, <i>COEFFICIENT OF POWER</i> , <i>COEFFICIENT OF MOMENT</i> , <i>COEFFICIENT OF STATIC TORQUE</i> , DAN RATA-RATA <i>COEFFICIENT OF STATUC TORQUE</i> TURBIN ANGIN SAVONIUS KONFIGURASI KEDUA.....	127

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Proyeksi Atas Turbin Savoinius.....	9
Gambar 2. 2 <i>Free Body Diagram</i> dari <i>Brake Dynamometer</i>	11
Gambar 2. 3 Grafik tren nilai <i>Coefficient of Power</i> sebagai fungsi terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> untuk berbagai Turbin Angin (Al-Shemmeri, 2010)	14
Gambar 2. 4 Konfigurasi pada eksperimen (Sakti & Triyogi, 2021)	17
Gambar 2. 5 (a) Konfigurasi turbin angin Savonius dengan silinder sirkular ditempatkan di depan <i>returning blade</i> , (b) skema konfigurasi pengukuran torsi dinamis (Sakti & Triyogi, 2021).....	18
Gambar 2. 6 konfigurasi <i>domain</i> dan <i>boundary condition</i> pada simulasi secara numerik (Sakti & Triyogi, 2021).....	18
Gambar 2. 7 Grafik <i>Coefficient of Torque</i> terhadap <i>turbine blade angle</i> pada nilai <i>mesh</i> 950.000, 1.100.000, 1.200.000 dan 1.400.000 (Sakti & Triyogi, 2021).....	19
Gambar 2. 8 Perbandingan <i>coefficient of power</i> (C_p) antara eksperimental dan numerik terhadap <i>tip speed ratio</i> , pada $S/D = 1,4$ dan $Re = 140.000$ (Sakti & Triyogi, 2021)	19
Gambar 2. 9 Konfigurasi pada eksperimen (Triyogi, et al., 2020)	20
Gambar 2. 10 (a) Konfigurasi turbin angin Savonius dengan silinder sirkular diletakkan di depan <i>returning blade</i> , (b) skema konfigurasi pengukuran torsi dinamis (Triyogi, et al., 2020)	21
Gambar 2. 11 Grafik hasil eksperimen antara nilai <i>coefficient of power</i> terhadap <i>tip speed ratio</i> untuk jarak $S/D = 1,4$; $1,6$; dan $1,8$ (Triyogi, et al., 2020)	21
Gambar 2. 12 Grafik hasil eksperimen antara nilai <i>coefficient of power</i> terhadap <i>tip speed ratio</i> untuk jarak $S/D = 2,0$ dan $2,2$ (Triyogi, et al., 2020)	21
Gambar 2. 13 Grafik rasio antara $C_{p_{max}}/C_{p_{omax}}$ sebagai fungsi terhadap nilai (S/D) (Triyogi, et al., 2020).....	22
Gambar 2. 14 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019) .	23
Gambar 2. 15 <i>boundary condition</i> dan <i>computational domain</i> untuk 2D (Setiawan, et al., 2019).....	23
Gambar 2. 16 Pembuatan <i>meshing</i> untuk (a) <i>fixed domain</i> , (b) <i>wake domain</i> , (c) <i>rotating domain</i> , (d) <i>blade</i> pada turbin (Setiawan, et al., 2019)	24
Gambar 2. 17 Grafik <i>Torque Coefficient</i> (C_m) terhadap sudut turbin pada <i>meshing</i> = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019).....	24
Gambar 2. 18 Perbandingan nilai (a) <i>torque coefficient</i> (C_m), (b) <i>power coefficient</i> , pada nilai diameter silinder sirkular (d_s/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	25
Gambar 2. 19 Perbandingan nilai (a) <i>torque coefficient</i> (C_m), (b) <i>power coefficient</i> , pada nilai diameter silinder sirkular (d_s/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	26
Gambar 2. 20 Perbandingan nilai (a) <i>torque coefficient</i> (C_m), (b) <i>power coefficient</i> , pada nilai diameter silinder sirkular (d_s/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	26
Gambar 2. 21 <i>dynamic torque</i> untuk satu putaran turbin Savonius dengan perubahan diameter silinder sirkular (Setiawan, et al., 2019).....	28

Gambar 2. 22 Perbandingan struktur <i>velocity pathline</i> untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)	29
Gambar 2. 23 Perbandingan <i>pressure contour</i> untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)	30
Gambar 2. 24 <i>pressure distribution</i> di permukaan <i>blade</i> turbin dengan perubahan nilai rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)	30
Gambar 2. 25 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019) .	31
Gambar 2. 26 <i>Boundary condition</i> dan <i>computational domain</i> untuk 2D (Setiawan, et al., 2019).....	32
Gambar 2. 27 Pembuatan <i>meshing</i> untuk (a) <i>fixed domain</i> , (b) <i>wake domain</i> , (c) <i>rotating domain</i> , (d) <i>blade</i> pada turbin (Setiawan, et al., 2019)	32
Gambar 2. 28 Grafik <i>Torque Coefficient</i> (Cm) terhadap sudut turbin pada <i>meshing</i> = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019).....	32
Gambar 2. 29 Grafik <i>torque coefficient</i> sebagai fungsi terhadap <i>tip speed ratio</i> dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (X/D) bernilai 0,0; 0,5; 1,0; 1,5 dan 2,0 (Setiawan, et al., 2019).....	33
Gambar 2. 30 Grafik <i>power coefficient</i> sebagai fungsi terhadap <i>tip speed ratio</i> dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (X/D) bernilai 0,0; 0,5; 1,0; 1,5 dan 2,0 (Setiawan, et al., 2019).....	33
Gambar 2. 31 <i>dynamic torque</i> untuk satu putaran turbin Savonius dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (Setiawan, et al., 2019)	34
Gambar 2. 32 Perbandingan struktur <i>velocity pathline</i> untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019).....	34
Gambar 2. 33 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019) .	36
Gambar 2. 34 <i>Boundary condition</i> dan <i>computational domain</i> untuk 2D (Setiawan, et al., 2019).....	36
Gambar 2. 35 Pembuatan <i>meshing</i> untuk (a) <i>fixed domain</i> , (b) <i>wake domain</i> , (c) <i>rotating domain</i> , (d) <i>blade</i> pada turbin (Setiawan, et al., 2019)	37
Gambar 2. 36 Grafik <i>Torque Coefficient</i> (Cm) terhadap sudut turbin pada <i>meshing</i> = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019).....	37
Gambar 2. 37 Grafik <i>torque coefficient</i> sebagai fungsi dari TSR dengan perubahan diameter silinder (Setiawan, et al., 2019).....	38
Gambar 2. 38 Grafik <i>power coefficient</i> sebagai fungsi dari TSR dengan perubahan diameter silinder (Setiawan, et al., 2019).....	38
Gambar 2. 39 Grafik <i>dynamic torque coefficient</i> pada <i>tip speed ratio</i> 0,9 dengan variasi perubahan diameter silinder sirkular (d_s/D) (Setiawan, et al., 2019).....	39
Gambar 2. 40 <i>velocity pathline</i> untuk perubahan diameter silinder pada TSR sebesar 0,9 dan sudut <i>blade</i> (θ) = 30° (Setiawan, et al., 2019).....	40
Gambar 2. 41 <i>pressure contour</i> untuk perubahan diameter silinder pada TSR sebesar 0,9 dan sudut <i>blade</i> (θ) = 30° (Setiawan, et al., 2019).....	41
Gambar 2. 42 <i>pressure distribution</i> di permukaan <i>blade</i> turbin dengan perubahan nilai rasio ukuran silinder d_s/D sirkular pada $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)	41

Gambar 2. 43 Skema Penelitian Turbin Angin Savonius dan Parameter Pengukuran (Andiani, 2018).....	42
Gambar 2. 44 Skema Penelitian (Andiani, 2018)	42
Gambar 2. 45 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Andiani, 2018)	43
Gambar 2. 46 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$ (Andiani, 2018)	43
Gambar 2. 47 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$ (Andiani, 2018)	44
Gambar 2. 48 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Andiani, 2018).....	44
Gambar 2. 49 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$ (Andiani, 2018)	45
Gambar 2. 50 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$ (Andiani, 2018)	45
Gambar 2. 51 Skema Penelitian dan Parameter Pengukuran (Nafi'ah, 2018)	46
Gambar 2. 52 Skema Susunan Peralatan Penelitian dan Dimensi Alat (mm) (Nafi'ah, 2018)	46
Gambar 2. 53 Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	47
Gambar 2. 54 Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	47
Gambar 2. 55 Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	48
Gambar 2. 56 Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	48
Gambar 2. 57 Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	49
Gambar 2. 58 Grafik Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018).....	49
Gambar 3. 1 Skema (a) Konfigurasi pertama, (b) Konfigurasi kedua	51
Gambar 3. 2 Dimensi (a) Silinder Sirkular, (b) Turbin Savonius	52
Gambar 3. 3 Turbin Angin Savonius	59
Gambar 3. 4 Silinder Sirkular	60
Gambar 3. 5 <i>Axial Fan</i> CKE SF – 45	60

Gambar 3. 6 Voltage Regulator	61
Gambar 3. 7 Honeycomb	61
Gambar 3. 8 Penyangga Turbin Angin Savonius.....	62
Gambar 3. 9 Skema instalasi penelitian	62
Gambar 3. 10 Anemometer OMEGA HHF141	63
Gambar 3. 11 Torque Meter LUTRON TQ-8800.....	64
Gambar 3. 12 Tachometer OMEGA HHT12.....	65
Gambar 3. 13 Skema Instalasi Brake Dynamometer	66
Gambar 3. 14 Neraca Pegas NAGATA C-5	67
Gambar 3. 15 Beban Pemberat NKH tipe M1	67
Gambar 3. 16 Timbangan SF - 400.....	68
Gambar 3. 17 Skema Posisi dilakukan Pengukuran Uji <i>Uniformity</i>	75
Gambar 3. 18 Grafik hasil Uji <i>Uniformity</i> kecepatan 4 m/s	75
Gambar 3. 19 Grafik hasil Uji <i>Uniformity</i> kecepatan 5 m/s	76
Gambar 3. 20 Grafik hasil Uji <i>Uniformity</i> kecepatan 6 m/s	77
Gambar 3. 21 Grafik hasil Uji <i>Uniformity</i> kecepatan 7 m/s	78
Gambar 4. 1 Grafik nilai coefficient of moment (Cm) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s.....	91
Gambar 4. 2 Grafik nilai coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s.....	92
Gambar 4. 3 Grafik nilai coefficient of static torqie (Cts) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s.....	93
Gambar 4. 4 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (Cm) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s.....	95
Gambar 4. 5 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (Cm) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s.....	97
Gambar 4. 6 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (Cm) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s.....	99
Gambar 4. 7 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (Cm) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s.....	101
Gambar 4. 8 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s.....	103
Gambar 4. 9 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s.....	105
Gambar 4. 10 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s.....	107
Gambar 4. 11 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s.....	109
Gambar 4. 12 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s	111

Gambar 4. 13 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s	113
Gambar 4. 14 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s	114
Gambar 4. 15 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s	115
Gambar 4. 16 Rata-rata nilai Cts pada turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2	117

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Nilai <i>Coefficient of Drag</i> pada beberapa bentuk benda untuk $Re \geq 103$	8
Tabel 2. 2 Perbandingan <i>maximum coefficient of power</i> antara hasil eksperimen dan numerik (Sakti & Triyogi, 2021).....	20
Tabel 2. 3 Nilai Maksimum C_p pada $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	27
Tabel 2. 4 Nilai Maksimum C_p pada $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	27
Tabel 2. 5 Nilai Maksimum C_p pada $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019).....	28
Tabel 2. 6 <i>maximum power coefficient</i> tiap variasi X/D untuk $ds/D = 0,3$ (Setiawan, et al., 2019).....	35
Tabel 2. 7 Perbandingan Penelitian	50
Tabel 3. 1 Dimensi Parameter Mempengaruhi Daya.....	53
Tabel 3. 2 Dimensi Parameter Mempengaruhi Torsi Dinamis	56
Tabel 3. 3 Spesifikasi Dimensi dan Material Turbin Angin Savonius	59
Tabel 3. 4 Spesifikasi <i>Axial Fan</i> CKE SF – 45	60
Tabel 3. 5 Spesifikasi Voltage Regulator	61
Tabel 3. 6 Spesifikasi Honeycomb	62
Tabel 3. 7 Spesifikasi Anemometer OMEGA HHF141	63
Tabel 3. 8 Spesifikasi Torque Meter LUTRON TQ-8800.....	64
Tabel 3. 9 Spesifikasi Tachometer OMEGA HHT12.....	65
Tabel 3. 10 Spesifikasi Neraca Pegas	67
Tabel 3. 11 Spesifikasi Timbangan SF – 400	68
Tabel 3. 12 Hasil perhitungan <i>Uncertainty</i> pengukuran pada turbin angin Savonius konvensional kecepatan udara 7 m/s	83
Tabel 4. 1 Bilangan Reynolds penelitian	86
Tabel 4. 2 nilai C_{ts} fungsi sudut turbin angin Savonius Konvensional kecepatan 7 m/s	89

DAFTAR SIMBOL

A	= Luas penampang turbin (m^2)
b	= Diameter poros turbin (m)
Cd	= Koeffisien <i>drag</i>
Cm	= <i>Coefficient of Moment</i>
CoP	= <i>Coefficient of Power</i>
Cts	= Coefficient static torque
d	= Diameter silinder sirkular (m)
D	= Diameter sudu turbin (m)
Ek	= Energi kinetik (<i>joule</i>)
Fd	= Gaya <i>drag</i> (N)
g	= Percepatan gravitasi bumi (m/s^2)
h	= Ketinggian silinder sirkular (m)
H	= Ketinggian turbin angin Savonius (m)
L	= Panjang karakteristik aliran (m)
m	= Massa beban (kg)
m	= Massa fluida (kg)
\dot{m}	= Massa fluida per satuan waktu (kg/s)
P	= Tekanan (N/m^2)
Pt	= Daya aktual turbin (<i>watt</i>)
Pw	= Daya kinetik angin (<i>watt</i>)
R	= Jari-jari turbin (m)
r	= Jari-jari poros turbin (m)
Re	= <i>Reynolds number</i>
s	= Massa yang terbaca pada pegas (kg)
S	= Jarak antara sumbu silinder sirkular terhadap titik pusat turbin angin Savonius (m)
Td	= Torsi dinamis turbin Savonius ($N.m$)

T_s	= Torsi yang dihasilkan putaran poros ($N \cdot m$)
U	= Kecepatan <i>free stream</i> aliran (m/s)
x	= ketebalan sudu turbin (m)
Y	= Jarak antara sumbu silinder sirkular terhadap titik pusat turbin angin Savonius (m)
γ	= <i>stagger angle</i> ($^\circ$)
θ	= sudut sudu turbin ($^\circ$)
ρ	= Massa jenis fluida (kg/m^3)
τ	= Tegangan geser (N/m^2)
μ	= Viskositas dinamis fluida ($N \cdot s$)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Di Indonesia, pertumbuhan permintaan listrik diproyeksikan akan mencapai 2.215 TWh (BaU), 1.918 TWh (PB), 1.626 TWh (RK) pada tahun 2050 setara dengan kenaikan 9 kali lipat dari permintaan listrik pada tahun 2018 yang hanya sebesar 254,6 TWh. Pertumbuhan permintaan listrik ini dipengaruhi mulai dari sektor rumah tangga, industri, komersial, transportasi dan sektor lainnya. Walaupun sudah ada upaya penghematan energi tetapi pangsa permintaan listrik akan diperkirakan terus meningkat. Pangsa permintaan listrik di sektor rumah tangga terutama dipengaruhi oleh pertumbuhan jumlah rumah tangga dari 67 juta pada tahun 2018 menjadi lebih dari 80 juta pada tahun 2050. Permintaan listrik pada sektor industri juga akan meningkat dari 70 TWh pada tahun 2018 diperkirakan mejadi 521 TWh (BaU), 435 Teh (PB) dan 352 THh (Rk) pada tahun 2050. Permintaan listrik pada sektor transportasi walaupun memiliki pangsa paling kecil dibandingkan sektor lainnya pada saat ini, namun memiliki pertumbuhan rata-rata per tahun paling tinggi yaitu sekitar 9% yang dipengaruhi oleh pengembangan MRT, LRT, monorail, mobil listrik dan bus listrik (ESDM, 2019) Dengan semakin meningkatnya permintaan listrik dari berbagai sektor maka akan semakin meningkat pula emisi yang dihasilkan dari energi tak terbarukan. Untuk mengatasi ketergantungan energi tak terbarukan ditengah pertumbuhan permintaan listrik serta untuk memenuhi upaya menuju 0 *emission*, maka perlu adanya pengembangan lebih lanjut untuk mendapatkan sumber energi baru terbarukan. Salah satu sumber energi baru terbarukan adalah energi angin dengan potensi energi di Indonesia sebesar 60,6 GW (ESDM, 2019).

Dalam rangka mengubah energi angin menjadi energi listrik dibutuhkan suatu alat yang mampu melaksanakan hal tersebut seperti turbin angin. Berdasarkan hasil pemetaan dari Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (**ESDM, 2014**) kecepatan angin di Indonesia berkisar antara 3 – 6 m/s. Salah satu turbin angin yang berpotensi digunakan pada kondisi kecepatan angin di Indonesia adalah turbin angin Savonius. Turbin angin Savonius pertama kali diperkenalkan oleh insinyur Finlandia Sigurd J.Savonius pada tahun 1922. Turbin angin Savonius merupakan salah satu turbin angin dengan poros sumbu vertikal atau dikenal juga sebagai Vertical Axis Wind Turbine (VAWT). Jika dilihat dari pandangan atas, turbin ini berbentuk seperti huruf “S”. Terdapat dua buah sudu pada turbin angin Savonius yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu cekung yang tegak lurus dengan arah datangnya aliran, sedangkan *returning blade* adalah sudu cembung yang tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Prinsip kerja dari turbin angin Savonius adalah dengan memanfaatkan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan tertentu, searah dengan sudu turbin sehingga menimbulkan gaya drag pada sudu-sudunya. Gaya drag total yang diakibatkan oleh aliran fluida tersebut adalah selisih dari gaya drag pada *advancing blade* dan *returning blade*. Besar gaya drag tersebut dikonversi menjadi gaya putar sudu turbin sehingga didapatkan daya turbin. Untuk mendapatkan hasil daya yang maksimal maka selisih gaya drag antara *advancing blade* dan *returning blade* harus diperbesar. Untuk memperbesar perbedaan gaya drag tersebut dapat dilakukan dengan cara memberi pengganggu di depan *returning blade* sehingga dapat mengurangi gaya drag pada blade tersebut.

Turbin angin Savonius mampu didatangi angin dari berbagai arah serta tidak memerlukan *self-starting* akan tetapi turbin angin Savonius merupakan turbin yang memiliki efisiensi paling rendah dibanding turbin lainnya. Oleh karena itu, banyak penelitian melakukan upaya untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius. Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019), diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* turbin Savonius, adapun penelitian ini dilakukan perhitungan secara numerik serta dikomparasi dengan hasil eksperimen. Pada penelitian ini rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin Savonius divariasikan $ds/D = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7$ dan $0,9$. Berdasarkan visualisasi aliran menunjukkan bahwa dengan diberikannya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan mengurangi tekanan dan meningkatkan kecepatan aliran yang teperangkap pada *convex advancing blade*. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa nilai *power coefficient* (C_p) tertinggi dicapai pada $ds/D = 0,7$ di *tip speed ratio* = $0,7$ dengan dihasilkannya kenaikan C_p 28% lebih tinggi dibandingkan dengan Savonius konvensional. Penelitian selanjutnya yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) dilakukannya penelitian secara numerik dengan ditematkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* turbin pada posisi relatif terhadap diameter turbin konstan pada Y/D $0,7$ kemudian divariasikannya nilai jarak horizontal relatif terhadap diameter turbin X/D dimulai dari $0,0$ hingga $2,0$ dengan peningkatan $0,5$. Berdasarkan hasil penelitian didapatkan bahwa nilai *power coefficient* (C_p) tertinggi terjadi pada $X/D = 0,5$ pada *tip speed ratio* $0,9$ dengan kenaikan nilai C_p sebesar $17,31\%$ dibandingkan dengan Savonius konvensional. Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019), dilakukannya investigasi pengaruh silinder sirkular di depan hingga samping *advancing blade* turbin Savonius. Kecepatan *free stream* mengalami peningkatan pada *upper* dan *lower side* silinder bunda. Fenomena tersebut akan meningkatkan *flow momentum* sehingga akan meningkatkan *positive torque* pada *advancing blade* dimana dapat meningkatkan performa turbin. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan rasio silinder terhadap diameter turbin $ds/D = 0,1; 0,3; 0,5$ pada setiap *stagger angle* (γ) = $0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ untuk $S/D = 0,95$. Berdasarkan hasil penelitian didapatkan performa tertinggi terjadi pada konfigurasi $ds/D = 0,5$ *stagger angle* = 30° dan *tip speed ratio* = $0,9$ dengan peningkatan performa $41,18\%$ dibandingkan turbin Savonius konvensional.

Selanjutnya penelitian yang dilakukan oleh (Triyogi, et al., 2020), dilakukannya percobaan dengan menempatkan silinder sirkular di depan *returning blade* turbin untuk menguji performa dengan metode eksperimen. Percobaan dilakukan pada $Re = 90.000$ dengan rasio silinder sirkular terhadap diameter turbin $d/D = 0,54$ yang dipasang dengan jarak antara silinder sirkular terhadap *returning blade* relatif terhadap diameter *blade* S/D divariasikan dari $1,4$ hingga $2,2$. Berdasarkan eksperimen yang dilakukan menunjukkan perubahan nilai S/D dapat meningkatkan *power coefficient* turbin dengan nilai tertinggi pada $S/D = 1,4$ pada *tip speed ratio* $0,65$ sebanyak $12,2\%$ relatif terhadap turbin Savonius konvensional. Kemudian pada penelitian yang dilakukan oleh (Sakti & Triyogi, 2021) ditujukan untuk memastikan pengaruh diletakkannya silinder sirkular sebagai *passive control* dalam menciptakan interaksi aliran antara silinder sirkular dan *returning blade* turbin Savonius. Penelitian ini dilakukan baik secara numerik maupun eksperimen dengan diletakkannya silinder sirkular di sisi *upstream returning blade* dengan rasio silinder sirkular

terhadap diameter turbin $d/D = 0,54$ kemudian silinder diletakkan dengan jarak relatif terhadap diameter rotor $S/D = 1,4$ yang dioperasikan pada $Re = 140.000$. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan menunjukkan kecocokan hasil numerik dengan eksperimen dengan deviasi sebesar 1.0% yang secara praktis dapat diabaikan. Secara eksperimen maupun numerik menunjukkan adanya pengaruh pemberian silinder sirkular dengan peningkatan *maximum power coefficient* sebesar 8,8% dan 10,2% pada numerik dan eksperimen.

Penelitian yang dilakukan oleh (Andiani, 2018) secara eksperimen dengan menggunakan rasio jarak $S/D = 1,8$, dengan variasi $y/D = 0,0; 0,25; \text{ dan } 0,5$ serta bilangan Reynolds (Re) = $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$ dan $1,78 \times 10^5$. Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah pemberian silinder pengganggu dengan $d/D = 0,2$ dan $S/D = 1,8$ dinilai efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius, namun hanya pada posisi y/D tertentu. Performa turbin angin Savonius yang terbaik pada penelitian ini dihasilkan oleh $y/D = 0,5$ dan $Re = 1,45 \times 10^5$ yaitu 0,1676 dengan kenaikan sebesar 1,26 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Selain itu didapati juga bahwa pemberian silinder pengganggu secara keseluruhan mengurangi kemampuan self starting turbin. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh (Nafi'ah, 2018), dilakukannya penelitian dengan jarak $S/D = 1,4$, variasi *Reynolds number* = $9,7 \times 10^4$, $14,5 \times 10^4$, dan $17,8 \times 10^4$, dan dengan variasi posisi $y/D = 0,0; 0,25; 0,5$. Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah bahwa penempatan silinder pengganggu $d/D = 0,5$ di depan returning blade dengan jarak $S/D = 1,4$ dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius, pada posisi $y/D = 0,5$ dan *Reynolds number* = $9,7 \times 10^4$. Hal ini ditandai dengan meningkatnya putaran turbin dengan kenaikan sebesar 1,08 kali dari putaran turbin tanpa silinder pengganggu, *coefficient of power* memiliki kenaikan 1,09 kali dari *coefficient of power* turbin tanpa silinder pengganggu, *coefficient of moment* memiliki kenaikan 1,17 kali dari *coefficient of moment* turbin tanpa silinder pengganggu.

Dari beberapa penelitian yang ditunjukkan di atas, maka perlu dilakukan penelitian yang lebih mendalam untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius. Dalam penelitian yang akan dilakukan, memiliki fokus pada kenaikan performa turbin angin Savonius dengan menempatkan silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin serta di samping advancing blade turbin. Penelitian dilakukan dengan rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius (d/D) sebesar 0,5 dengan konfigurasi pertama dilakukan dengan diletakkan sebuah silinder sirkular rasio jarak silinder sirkular yang tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) sebesar 1,51 kemudian konfigurasi kedua dilakukan kombinasi diletakkan silinder sirkular dengan rasio jarak silinder sirkular yang tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) sebesar 1,51 serta silinder sirkular dengan rasio jarak antara pusat turbin angin Savonius dengan pusat silinder sirkular terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,51 serta variasi Kecepatan angin (U) sebesar 4, 5, 6 dan 7 m/s.

1.2 Perumusan Masalah

Turbin angin Savonius memiliki dua sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. *Advancing blade* adalah sudu cekung, dan *returning blade* adalah sudu cembung dilihat dari arah datangnya angin. *Advancing blade* memiliki *coefficient of drag* yang lebih besar

dibandingkan *returning blade*. Perbedaan *coefficient of drag* tersebut yang mengakibatkan timbulnya torsi sehingga dapat menghasilkan daya. Semakin besarnya selisih gaya drag antara *advancing blade* dan *returning blade* maka semakin besar pula torsi yang dihasilkan sehingga menghasilkan pula daya yang semakin besar. Dalam penelitian ini, untuk meningkatkan kinerja turbin atau selisih gaya drag antara kedua sudu tersebut dilakukan dengan cara mengurangi gaya drag pada sudu *returning* dengan diletakkannya silinder sirkuler di depan sudu *returning* dan sekaligus meningkatkan gaya drag pada sudu *advancing* dengan cara meletakkan silinder sirkuler di samping sudu *advancing*.

Untuk itu, dalam penelitian ini silinder sirkular diletakkan di samping sudu *advancing* pada jarak relatif terhadap diameter turbin sebesar $Y/D = 1,51$ dan di depan *returning blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin, $S/D = 1,51$. Hipotesa awal yang dinyatakan pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Pemasangan silinder sirkular di samping *advancing blade* turbin diduga dapat menyebabkan efek *nozzle* di sekitar *advancing blade*. Efek *nozzle* akan mengakibatkan kecepatan aliran di samping *advancing blade* semakin meningkat dan tekanannya menurun. Sehingga dapat memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya *drag* antara *returning* dengan *advancing blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.
2. Kombinasi pemasangan silinder sirkular di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* diduga akan dapat lebih meningkatkan kinerja turbin. Karena pemasangan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin diduga dapat menyebabkan perbedaan tekanan total antara daerah di depan dan di belakang *returning blade*. Dimana tekanan di depan *returning blade* turun akibat dari silinder pengganggu sedangkan tekanan di belakang *returning blade* tetap sama. Sehingga *preassure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *returning blade* menurun. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya *drag* antara *returning* dengan *advancing blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat. Disamping itu, berdasarkan (Sakti & Triyogi, 2021) diduga *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada *returning blade* serta mempercepat transisi aliran dari laminar ke turbulen sehingga titik separasi akan lebih mundur ke belakang *returning blade* yang mengakibatkan daerah *wake* semakin menyempit sehingga gaya *drag* pada *returning* akan mengecil. Berkurangnya gaya *drag* pada *returning blade* membuat selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.

3. Diberikannya variasi kecepatan angin diduga memiliki pengaruh terhadap performa turbin angin Savonius. Berdasarkan penelitian yang dilakukan (**Mahmoud, et al., 2012**) dengan kecepatan angin semakin meningkat dapat menyebabkan peningkatan daya turbin Savonius hingga mencapai nilai maksimum. Namun seiring bertambahnya kecepatan, daya dari turbin Savonius tidak serta merta akan selalu naik, setelah mencapai nilai maksimum maka nilai dari daya turbin Savonius akan turun setelah melewati kecepatan optimumnya. Sehingga diperlukannya variasi kecepatan aliran untuk didapatkannya kecepatan optimum untuk mendapatkan nilai daya maksimum dari turbin angin Savonius.

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini, digunakan beberapa batasan masalah agar bahasan yang dilakukan terarah dan tidak keluar dari tujuan yang ada. Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Analisa dilakukan pada aliran eksternal flow.
2. Perpindahan panas yang terjadi diabaikan.
3. Analisa dilakukan menggunakan aliran satu arah.
4. Aliran yang mengalir adalah steady flow, incompressible flow, dan uniform pada sisi upstream.
5. Penelitian dilakukan pada kondisi adiabatik dengan menggunakan aliran dua dimensi.
6. Analisa dilakukan dengan variasi kecepatan aliran 4, 5, 6 dan 7 m/s.
7. Analisa dilakukan dengan rasio silinder sirkular terhadap diameter *blade* turbin (d/D) = 0,5.
8. Analisa dilakukan pada dua konfigurasi turbin Savonius; konfigurasi pertama dilakukan dengan diletakkan sebuah silinder sirkular rasio jarak silinder sirkular yang tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) sebesar 1,51; Konfigurasi kedua dilakukan kombinasi diletakkan silinder sirkular dengan jarak relatif terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) sebesar 1,51 serta silinder sirkular dengan jarak relatif terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (S/D) sebesar 1,51.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan meletakkan silinder pengganggu dengan $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,51$ yang ditempatkan di depan returning blade dan $Y/D = 1,51$ yang ditempatkan silinder di samping advancing blade dengan dua konfigurasi pada variasi kecepatan (U) yaitu 4, 5, 6 dan 7 m/s terhadap performa turbin Savonius dengan cara sebagai berikut:

1. Menghitung *Coefficient of Static Torque* turbin angin Savonius.
2. Menghitung *Coefficient of Power* turbin angin Savonius.
3. Menghitung *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini ialah sebagai berikut :

1. Memberikan kontribusi pada pengembangan energi terbarukan khususnya pada sumber energi angin.
2. Mampu menjelaskan pengaruh pemberian silinder sirkular di samping advacing blade dan di depan returning blade terhadap nilai putaran torsi, *coefficient of power*, dan *coefficient of moment* turbin Savonius.
3. Mampu menjelaskan pengaruh posisi silinder sirkular di samping advacing blade dan di depan returning blade terhadap nilai putaran torsi, *coefficient of power*, dan *coefficient of moment* turbin Savonius.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Turbin Angin

Energi angin merupakan salah satu contoh dari energi terbarukan yang memiliki potensi untuk dikembangkan namun belum dimanfaatkan secara maksimal. Energi kinetik angin dapat digunakan dengan mengubahnya menjadi energi mekanik untuk memutar poros pada turbin angin. Putaran tersebut kemudian ditransmisikan menjadi energi listrik melalui generator.

Secara umum turbin angin dibagi menjadi dua, yaitu *horizontal axis wind turbine* (HAWT) dan *vertical axis wind turbine* (VAWT), yang diklasifikasikan berdasarkan sumbu rotasi dari poros pada rotor. HAWT memiliki poros rotor yang horizontal dan sebuah generator yang keduanya terletak pada puncak menara. HAWT memiliki efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan VAWT namun memiliki kekurangan yang mana turbin tipe ini harus diarahkan ke arah angin bertiup. VAWT memiliki cirikhas yaitu poros rotor yang vertikal, generator dan *gearbox* yang diletakkan pada bagian bawah turbin sehingga mudah untuk dilakukan *maintenance* jika diperlukan dan bentuk sudunya didesain agar dapat berputar dari manapun arah angin yang datang.

2.2 Turbin Angin Savonius

Pada tahun 1922, seorang *engineer* berasal Finlandia yang bernama Sigurd Johannes Savonius pertama kali menemukan *vertical axis turbine* yang sekarang dikenal sebagai *Savonius turbine* (Solari, 2019). Turbin Savonius memiliki dua sudu sumbu vertikal, dimana sudu tersebut berbentuk seperti setengah silinder yang kemudian disatukan sehingga membentuk seperti huruf 'S'. salah satu sudunya disebut *advancing blade* dan sudu lainnya disebut *returning blade*. Prinsip kerja turbin Savonius ini bekerja dengan adanya dorongan dari angin yang mengalir sehingga menimbulkan gaya *drag* pada kedua sudu tersebut. Namun besarnya gaya *drag* dari masing-masing sudu berbeda terhadap aliran angin. *Advancing blade* dengan permukaan yang menerima angin berbentuk cekung memiliki koefisien *drag* lebih besar daripada *returning blade* yang memiliki permukaan cembung. Perbedaan gaya *drag* masing-masing *blade* tersebut akhirnya menghasilkan torsi dari poros turbin, dimana ketika torsi dikalikan kecepatan putarannya akan menghasilkan daya. Semakin besar selisih gaya *drag* kedua sudu tersebut maka akan semakin besar pula daya yang akan dihasilkan.

Turbin Savonius memiliki beberapa kelebihan diataranya sumbu turbin Savonius yang tegak yang membuatnya dapat dialiri angin dari arah manapun sehingga turbin jenis ini dapat dioperasikan dengan kecepatan angin yang rendah sekalipun. Selain itu, Turbin jenis ini tidak kompleks sehingga tidak memerlukan teknologi yang kompleks untuk dibuat. Namun turbin Savonius juga memiliki kekurangan yaitu performa dan efisiensi yang rendah.

2.3 Gaya Drag

Gaya *drag* merupakan gaya hambat diakibatkan adanya gesekan serta tahanan antara suatu permukaan dengan fluida. Gaya ini timbul ketika suatu benda dialiri aliran yang *viscous* dan *incompressible*. Gaya *drag* memiliki arah sejajar dengan arah aliran, berbeda dengan gaya *lift* yang arahnya tegak lurus dengan aliran. Gaya *drag* berupa *skin friction draft* (Fdf) yaitu gaya

hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul akibat adanya viskositas serta *pressure drag* (F_{dp}) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *friction drag* dan *pressure drag* ini disebut dengan *total drag*. Kemudian ada pula koefisien *drag*, yaitu suatu bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk menunjukkan gaya *drag* suatu aliran fluida yang melintasi suatu benda. Secara umum gaya *drag* dirumuskan sebagai berikut :

$$F_d = C_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \dots \dots \dots (2.1)$$

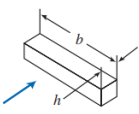






dimana,

- F_d = Gaya *drag* (N)
- C_d = Koefisien *drag*
- ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)
- U = Kecepatan *free stream* aliran (m/s)
- A = *cross sectional area* (m^2)

Coefficient of drag merupakan suatu bilangan tak berdimensi yang besarnya berbeda-beda tergantung kepada *geometry* dari *body*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Tabel 2.1 berikut.

Tabel 2. 1 Nilai *Coefficient of Drag* pada beberapa bentuk benda untuk $Re \geq 10^3$

(Fox, et al., 2011)

Object	Diagram		$C_D (Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$	2.05
		$b/h = 1$	1.05
Disk			1.17
Ring			1.20^b
Hemisphere (open end facing flow)			1.42
Hemisphere (open end facing downstream)			0.38
C-section (open side facing flow)			2.30
C-section (open side facing downstream)			1.20

Berdasarkan Tabel 2.1 Nilai *Coefficient of Drag* (C_d) pada turbin Savonius memiliki yang dua sudu (*blade*) dapat dikarogikan untuk turbin Savonius pada bagian sudu *advancing* turbin

berupa benda *C-section* (*open side facing flow*), sedangkan sudu *returning* berupa benda *C-section* (*open side facing downstream*).

2.4 Bilangan Reynolds

Kata Reynolds diambil dari seorang inovator bernama Osborne Reynolds (1842-1912) yang berasal dari Irlandia. Osborne Reynolds pada tahun 1883 mempublikasikan penelitiannya mengenai bilangan Reynolds yang merupakan bilangan tak berdimensi dari perbandingan antara gaya inersia bodi terhadap gaya geser yang diakibatkan suatu fluida. Bilangan ini digunakan untuk mengetahui kondisi suatu aliran bersifat laminar, transisi atau turbulen untuk aliran *incompressible*.

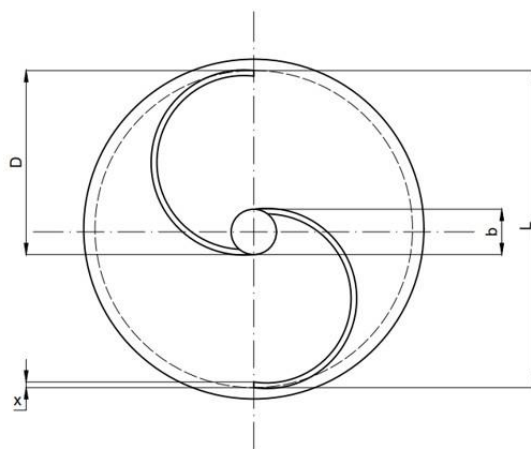
$$\text{Gaya inersia} = P \times A = (\rho U^2)L^2 \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\text{Gaya viscous} = \tau \times A = \left(\frac{\mu U}{l}\right)L^2 \dots\dots\dots(2.3)$$

$$Re = \frac{\text{Gaya inersia}}{\text{Gaya viscous}} = \frac{(\rho U^2)L^2}{\left(\frac{\mu U}{L}\right)L^2} = \frac{\rho UL}{\mu} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana,

- Re = Reynolds number
- P = Tekanan (N/m^2)
- τ = Tegangan geser (N/m^2)
- ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)
- U = Kecepatan aliran fluida (m/s)
- L = Panjang karakteristik aliran (m)
- μ = Viskositas dinamis fluida ($N.s$)



Gambar 2. 1 Proyeksi Atas Turbin Savoius

Berdasarkan Gambar 2.1 panjang karakteristik (L) yang digunakan pada penelitian ini ialah $(2D-b-2x)$ dimana D merupakan diameter turbin (m), b merupakan diameter terjadinya overlap (m) dan x merupakan ketebalan dari *blade* turbin (m), maka persamaan *Reynolds* yang digunakan pada penelitian kali ini :

$$Re = \frac{\rho U^2 (2D-b-2x)}{\mu} \dots\dots\dots(2.5)$$

2.5 Perhitungan Torsi Statis

Torsi atau disebut pula momen gaya merupakan kemampuan suatu gaya untuk membuat benda dapat melakukan gerak rotasi. Secara umum torsi ialah perkalian antara gaya yang bekerja dikalikan dengan jarak gaya tersebut dari titik pusat putaran. Dalam penelitian ini gaya tersebut merupakan gaya *drag* dan jarak merupakan jari-jari dari turbin sehingga torsi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Ts = Fd \times R \dots\dots\dots(2.6)$$

Persamaan 2.1 dapat disubsitusikan ke dalam persamaan 2.6, sehingga torsi dapat dirumuskan sebagai berikut :

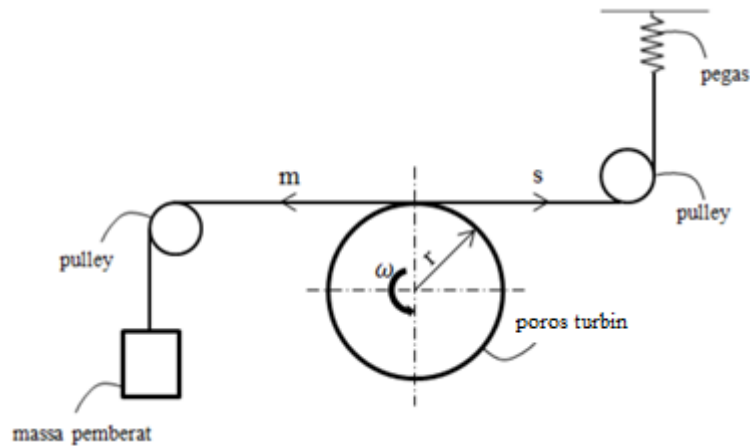
$$Ts = Cd \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana,

- Ts = Torsi yang dihasilkan putaran poros (*N.m*)
- Fd = gaya *drag* (*N*)
- R = Jari-jari turbin (*m*)

2.6 Perhitungan Torsi Dinamis

Torsi dinamis merupakan besar torsi minimal yang dibutuhkan ketika poros sudah berputar dan merupakan besar torsi yang dibutuhkan untuk menghentikan putaran poros turbin. Untuk mendapatkan nilai torsi dinamis dari suatu aliran fluida diperlukan alat yang dapat menghitungnya yaitu menggunakan *brake dynamometer*. Namun *brake dynamometer* tersebut tidak menyajikan nilai dari torsi dinamsi secara langsung. Dibutuhkan pengukuran yang dilakukan pada *brake dynamometer* menggunakan pengukuran massa pemberat dan massa yang terbaca pada pegas. Perhitungan torsi dinamis dihitung berdasarkan *free body diagram* yang terdapat pada Gambar 2.2.



Gambar 2. 2 Free Body Diagram dari Brake Dynamometer

Berdasarkan *free body diagram* yang tertera pada Gambar 2.2, dengan acuan gaya pada *disk* berlawanan jarum jam adalah positif maka nilai torsi dinamis dari turbin angin Savonius dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut :

$$T_d = (m - s) \cdot g \cdot r \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana,

- T_d = Torsi dinamis turbin Savonius (*N.m*)
- m = Massa beban (*kg*)
- s = Massa yang terbaca pada pegas (*kg*)
- g = Percepatan gravitasi bumi (*m/s²*)
- r = Jari-jari poros turbin (*m*)

2.7 Perhitungan Daya

Turbin angin bekerja dengan mengubah energi kinetik pada angin kemudian dikonversikan menjadi energi mekanik. Pada turbin angin Savonius, memiliki prinsip kerja dengan memanfaatkan aliran fluida yang bergerak dengan kecepatan tertentu, searah dengan sudu turbin sehingga menimbulkan gaya *drag* pada sudu-sudunya. Gaya *drag* total yang dihasilkan oleh aliran fluida tersebut merupakan selisih dari gaya *drag* pada *advancing blade* dengan *returning blade*. Besar gaya *drag* tersebut dikonversi menjadi gaya putar sudu turbin sehingga didapatkan daya turbin.

2.9.1. Perhitungan Daya Teoritis

Torsi atau disebut pula momen gaya merupakan kemampuan suatu gaya untuk membuat benda dapat melakukan gerak rotasi. Secara umum torsi ialah perkalian antara gaya yang bekerja dikalikan dengan jarak gaya tersebut dari titik pusat putaran. Dalam penelitian ini gaya tersebut merupakan gaya *drag* dan jarak merupakan jari-jari dari turbin sehingga torsi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Ek = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \dots\dots\dots(2.9)$$

Untuk mendapatkan Daya, maka massa fluida yang dialirkan dihitung sebagai laju aliran massa yang merupakan massa suatu fluida yang lewat per satuan waktu, dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{m} = \rho \cdot U \cdot A \dots\dots\dots(2.10)$$

Sehingga dengan substitusikan persamaan persamaan 2.10 pada persamaan 2.9 maka enegi kinetik fluida dalam satuan waktu secara teoritis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Pw = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U \cdot A \cdot U^2 \dots\dots\dots(2.11)$$

atau,

$$Pw = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \dots\dots\dots(2.12)$$

dimana,

- Ek = Energi kinetik (*joule*)
- Pw = Daya kinetik angin (*watt*)
- m = Massa fluida (*kg*)
- \dot{m} = Massa fluida per satuan waktu (*kg/s*)
- U = Kecepatan fluida (*m/s*)
- A = Luas penampang turbin (*m²*)

Besar daya yang terhitung dari persamaan 2.12 merupakan daya yang dimiliki oleh fluida sebelum melewati turbin dan dikonversi menjadi energi mekanik putar turbin. Berdasarkan daya yang ada pada aliran tersebut tidak seluruhnya terkonversi menjadi energi mekanik oleh turbin angin.

2.9.2. Perhitungan Daya Aktual

Tidak seluruh daya yang ada pada fluida mengalir dapat dikonversikan menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin. Daya aktual turbin didapatkan dengan perkalian nilai dari torsi dinamis dengan kecepatan putaran pada turbin. Kecepatan putaran pada turbin didapatkan dari alat *tachometer*. Sehingga daya aktual turbin dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Pt = Td \cdot \omega \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan substitusikan persamaan 2.8 pada persamaan 2.13 akan didapatkan :

$$Pt = (m - s) \cdot g \cdot r \cdot \omega \dots\dots\dots(2.14)$$

dimana,

- Pt = Daya aktual turbin (*watt*)
- Td = Torsi dinamis (*N. m*)
- m = Massa beban (*kg*)
- s = Massa yang terbaca pada pegas (*kg*)
- g = Percepatan gravitasi bumi (*m/s²*)
- r = Jari-jari poros turbin (*m*)
- ω = Kecepatan putar turbin angin Savonius (*rad/s*)

2.8 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio (TSR) merupakan rasio antara kecepatan putaran turbin terhadap kecepatan aliran fluida. Apabila rotor turbin berputar terlalu lambat, sebagian besar fluida akan lewat tanpa memengaruhi bilah turbin. Adapun ketika rotor berputar terlalu cepat, efek *blurring* yang diakibatkan oleh bilah turbin akan berdampak seperti penghalang bagi fluida. Oleh karena itu, turbin dirancang dengan rasio yang optimal agar mengekstraksi energi angin sebanyak mungkin (UK, n.d.). TSR dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana,

- λ = Tip speed ratio
- ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius (*rad/s*)
- R = Jari-jari turbin angin Savonius (*m*)
- U = Kecepatan aliran fluida (*m/s*)

2.9 Coefficient of Power

Coefficient of Power (CoP) merupakan suatu besaran tak berdimensi untuk menentukan performa turbin angin dengan membandingkan daya yang dihasilkan secara mekanik pada sudu turbin (Pt) dengan daya kinetik yang ada pada aliran fluida (Pw). Maka dari itu *Coefficient of Power* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$CoP = \frac{Pt}{Pw} \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana,

- Pt = Daya aktual turbin Savonius (*joule*)

P_w = Daya teoritis turbin Savonius yang diberikan oleh angin (*joule*)

Dengan memasukkan persamaan 2.14 yang merupakan daya aktual turbin Savonius dan persamaan 2.12 yang merupakan daya teoritis turbin Savonius, maka akan didapatkan persamaan seperti berikut :

$$CoP = \frac{(m-s) \cdot g \cdot r \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \dots\dots\dots(2.17)$$

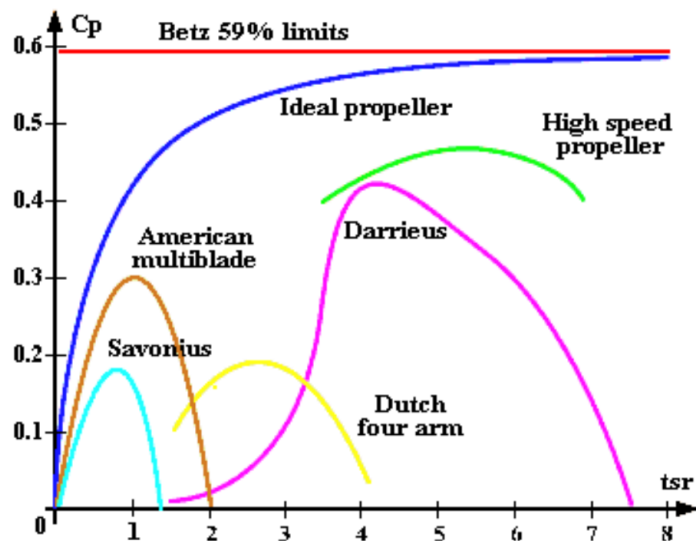
dimana,

CoP = *Coefficient of Power*

U = Kecepatan fluida (*m/s*)

A = Luas penampang turbin (m^2)

Adapun hubungan antara *Coefficient of Power* (CoP) dengan *tip speed ratio* (TSR) dapat dilihat pada Gambar 2.3



Gambar 2. 3 Grafik tren nilai *Coefficient of Power* sebagai fungsi terhadap *Tip Speed Ratio* untuk berbagai Turbin Angin (Al-Shemmeri, 2010)

Setiap tipe turbin angin memiliki karakteristik yang berbeda-beda mengenai hubungan antara nilai *coefficienti of power* (CoP) dengan *tip speed ratio* (λ). Awal garis grafik menunjukkan bahwa turbin angin akan mulai bekerja pada nilai *tip speed ratio* tertentu. Apabila memiliki awal garis pada nilai *tip speed ratio* yang rendah, maka turbin tersebut dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah. Kemudian, berdasarkan Gambar 2.3 diatas, secara umum bahwa nilai grafik *coefficient of power* tiap turbin tidak serta merta akan meningkat seiring meningkatnya nilai *tip speed ratio* yang mana nilai grafik akan naik kemudian pada saat tertentu nilai *coefficient of power* berada posisi maksimum kemudian grafik turun.

Batas Betz (*Betz Limit*) merupakan batas nilai *coefficient of power* terbesar yang dapat dihasilkan oleh turbin angin dibanding energi mekanik yang dihasilkan dari aliran fluida yang mengenainya. Nama *Betz Limit* diambil dari seorang ahli aerodinamika asal Jerman bernama Albert Bezt yang menemukan nilai *coefficient of power* maksimum untuk turbin angin bernilai 0,593 (59,3%).

2.10 Coefficient of Moment

Coefficient of moment (C_m) merupakan suatu besaran tak berdimensi yang dihitung dengan membantingkan torsi dinamis dengan torsi yang dihasilkan fluida terhadap torsi teoritis turbin, adapun *coefficient of moment* dirumuskan sebagai berikut :

$$C_m = \frac{T_d}{\frac{1}{2} \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R} \dots\dots\dots(2.18)$$

dimana,

T_d = Torsi dinamis turbin angin Savonius ($N \cdot m$)

R = Jari-jari turbin angin Savonius (m) = $\frac{L}{2}$

L = Diameter turbin angin Savonius (m)

Dari persamaan 2.16 dan 2.18 akan didapatkan hubungan antara *coefficient of power* (Cop) dan *coefficient of moment* (C_m) dengan tip speed ratio seperti berikut :

$$\frac{C_{op}}{C_m} = \lambda = \frac{\omega \cdot R}{U} \dots\dots\dots(2.19)$$

2.11 Rata-rata Coefficient of Static Torque

Nilai rata-rata *Coefficient of Static Torque* didapatkan dari nilai *coefficient of static torque* yang dirata-ratakan. Rata-rata tersebut dilakukan dengan integrasi nilai *coefficient of static torque* terhadap sudut yang diukur kemudian dibagi kembali dengan sudut yang diukur tersebut. Nilai rata-rata *coefficient of static torque* dapat membantu analisa performa turbin angin Savonius dari torsi yang dihasilkan oleh *advancing blade* serta *returbing blade*. Nilai rata-rata *coefficient of static torque* yang bernilai positif mengindikasikan lebih dominannya *advancing blade* dalam memberikan torsi positif ketimbang *returning blade* dalam memberikan torsi negatif. Sedangkan apabila rata-rata *coefficient of static torque* yang bernilai negatif maka mengindikasikan lebih dominannya *returning blade* dalam memberikan torsi negatif ketimbang *advancing blade* dalam memberikan torsi positif. Kemudian besarnya nilai rata-rata *coefficient of static torque* membantu dalam analisa *self-starting* turbin angin Savonius dimana semakin besar nilai rata-rata tersebut, baik itu positif maupun negatif, maka semakin baik turbin dalam *self-starting* namun jika rata-rata nilai tersebut semakin mendekati nilai 0 maka semakin sulit turbin untuk *self-starting*.

Untuk mendapatkan integrasi dari *coefficient of static torque* dapat dihitung dengan persamaan integral *trapezoidal rule* berikut :

$$I = (b - a) \frac{f(x_0) + 2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} f(x_i) + f(x_n)}{2n} \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana :

- I : Persamaan integral trapezoidal rule
- a : Batas atas pada variabel integral = sudut $0^\circ = 0$
- b : Batas bawah pada variabel integral = sudut $180^\circ = 180$
- n : Jumlah segmen pada variabel integral = 18
- $f(x_0)$: Nilai data ke-0 (sudut 0°)
- $f(x_i)$: nilai data ke-i
- $f(x_n)$: nilai data ke-18 (sudut 180°)

Sehingga rata-rata *coefficient of static torque* didapatkan dengan rumus berikut :

$$\overline{Cts} = \frac{I}{(b-a)} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$\overline{Cts} = \frac{I}{(180-0)} \dots\dots\dots(2.22)$$

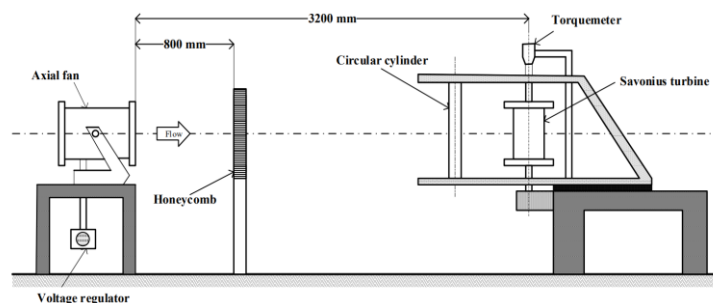
$$\overline{Cts} = \frac{I}{180} \dots\dots\dots(2.32)$$

2.12 Penelitian Terdahulu

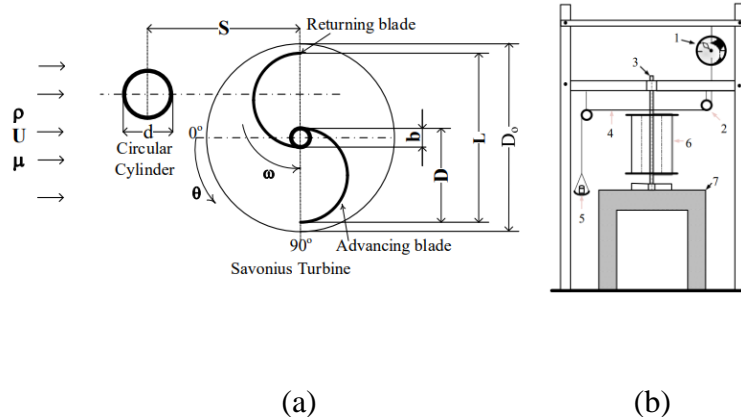
Diperlukannya beberapa referensi penilitan yang pernah dilakukan sebelumnya yang berhubungan dengan penilitan ini sebagai pembandingan serta menjadi acuan agar menghasilkan penelitian yang relevan dan tidak subjektif. Penelitian tersebut diantaranya penelitian yang dilakukan oleh (Sakti & Triyogi, 2021) mengenai investigasi secara numerik dan eksperimen terhadap efek diletakkannya silinder sirkular sebagai *passive control* pada turbin Savonius. Selanjutnya penelitian yang dilakukan oleh (Triyogi, et al., 2020) mengenai peningkatan performa turbin Savonius dengan peletakan silinder sirkular sisi *upstream* dari *returning blade* turbin Savonius. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) mengenai efek diletakkannya silinder sirkular di depan *advancing blade* turbin air Savonius menggunakan *transient simulation*. Lalu penelitian yang dilakukan (Setiawan, et al., 2019) mengenai studi numerik pada *vertical axis Savonius turbin water* dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan variasi jarak horizontal. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) mengenai analisa performa aliran pada *Savonius hydrokinetic turbine* dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade*. Lalu penelitian yang dilakukan oleh (Andiani, 2018) mengenai studi eksperimen pengaruh silinder pengganggu terhadap performa turbin angin tipe Savonius. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh (Nafi'ah, 2018) mengenai studi eksperimen pengaruh silinder pengganggu terhadap perfoma turbin angin Savonius.

2.12.1. Investigasi Secara Numerik dan Eksperimen terhadap Efek Diletakkannya Silinder Sirkular sebagai *Passive Control* pada Turbin Savonius

Penelitian yang dilakukan oleh (Sakti & Triyogi, 2021) mengenai Investigasi Secara Numerik dan Eksperimen terhadap Efek Diletakkannya Silinder Sirkular sebagai *Passive Control* pada Turbin Savonius dilakukan dengan rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (d/D) sebesar 0,54 kemudian rasio jarak silinder sirkular terhadap diameter turbin (S/D) sebesar 1,4 yang dilakukan pada bilangan *Reynolds* sebesar 140.000 yang setara dengan aliran *free stream* (U) 7 m/s yang dilakukan secara numerik serta eksperimental. Dengan konfigurasi penelitian secara eksperimental seperti pada Gambar 2.4 dan Gambar 2.5.

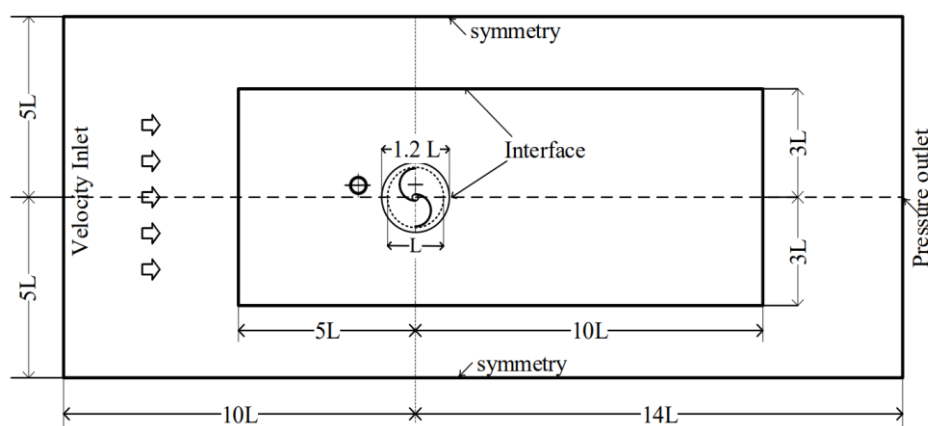


Gambar 2. 4 Konfigurasi pada eksperimen (Sakti & Triyogi, 2021)



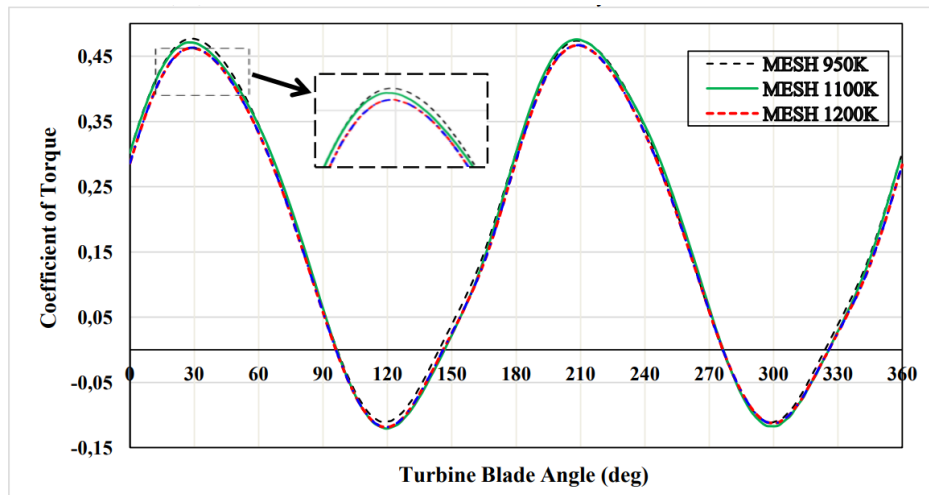
Gambar 2. 5 (a) Konfigurasi turbin angin Savonius dengan silinder sirkular ditempatkan di depan *returning blade*, (b) skema konfigurasi pengukuran torsi dinamis (Sakti & Triyogi, 2021)

Pada penelitian secara numerik diperlukannya deklarasi *domain* dan *boundary conditions* suatu percobaan yang dapat dilihat pada Gambar 2.6.



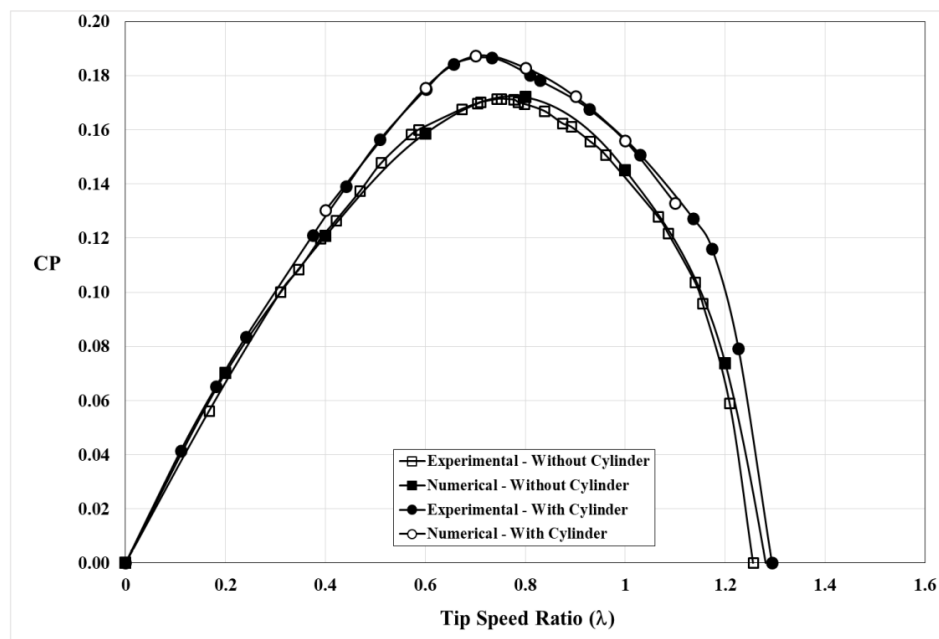
Gambar 2. 6 konfigurasi *domain* dan *boundary condition* pada simulasi secara numerik (Sakti & Triyogi, 2021)

Kemudian pada simulasi numerik ini menggunakan *unstructured mesh* dengan elemen *mesh* mulai dari 950.000 hingga 1.400.000. Dengan peningkatan geometri *mesh* yang lebih halus berkontribusi sebagai salah satu faktor penting dalam perhitungan simulasi karena permukaan *mesh* yang kasar menyebabkan perhitungan yang tidak akurat.



Gambar 2. 7 Grafik *Coefficient of Torque* terhadap *turbine blade angle* pada nilai *mesh* 950.000, 1.100.000, 1.200.000 dan 1.400.000 (Sakti & Triyogi, 2021)

Berdasarkan Gambar 2.7 dapat dilihat bahwa kepadatan *grid* yang dikonfigurasi dengan mengubah jumlah elemen *mesh* di dekat sumbu turbin menunjukkan bahwa elemen *mesh* 1.200.000 dengan 1.400.000 memberikan hasil tren grafik yang sama. Untuk mengurangi konsumsi waktu simulasi, maka pada penelitian tersebut menggunakan elemen *mesh* sebanyak 1.200.000.



Gambar 2. 8 Perbandingan *coefficient of power* (C_p) antara eksperimental dan numerik terhadap *tip speed ratio*, pada $S/D = 1,4$ dan $Re = 140.000$ (Sakti & Triyogi, 2021)

Dari Gambar 2.8 menunjukkan perbandingan dari *power coefficient* antara eksperimental dan numerik untuk turbin Savonius yang dilengkapi dengan silinder sirkular yang diletakkan pada sisi *upstream* dari *returning blade* pada jarak $S/D = 1,4$

dengan yang tanpa diberikan silinder sirkular pada $Re = 140.000$. Berdasarkan hasil tersebut menampilkan kesesuaian hasil baik secara eksperimen dan numerik, terjadi sedikit perbedaan pada nilai CP_{max} pada turbin dengan silinder sirkular bernilai 0,32%, seperti yang terlihat pada Tabel 2.2.

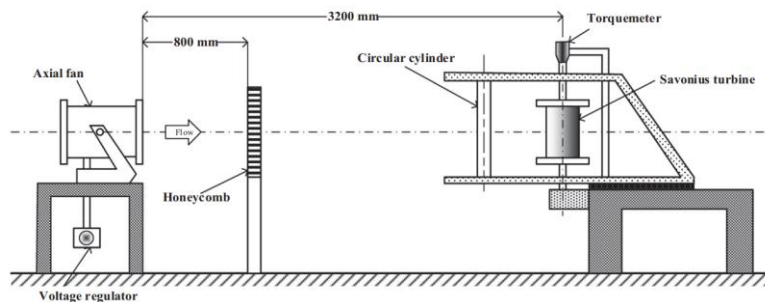
Tabel 2. 2 Perbandingan *maximum coefficient of power* antara hasil eksperimen dan numerik (Sakti & Triyogi, 2021)

Savonius Turbine	Experimental results			Relative Deviation of CP_{max}	Numerical results		
	CP_{max}	λ	$\frac{\Delta CP_{max}}{CP_{max}}$		CP_{max}	λ	$\frac{\Delta CP_{max}}{CP_{max}}$
Without a Circular Cylinder	0.1715	0.752		0.94%	0.1699	0.705	
Relative Increment			8.8%				10.2%
With a Circular Cylinder	0.1866	0.730		0.32 %	0.1872	0.700	

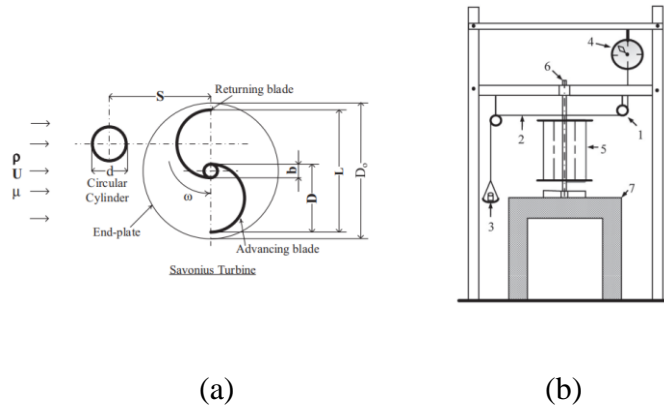
Gambar 2.8 juga menunjukkan bahwa terhadap turbin Savonius konvensional, diletakkannya silinder sirkular di sisi *upstream* berpengaruh pada peningkatan kinerja turbin Savonius. Peningkatan nilai CP_{max} pada eksperimental dan numerik tercapai masing-masing 8,8% dan 10,2%.

2.12.2. Peningkatan Performa Turbin Savonius dengan Peletakan Silinder Sirkular Sisi *Upstream* dari *Returning Blade* Turbin Savonius

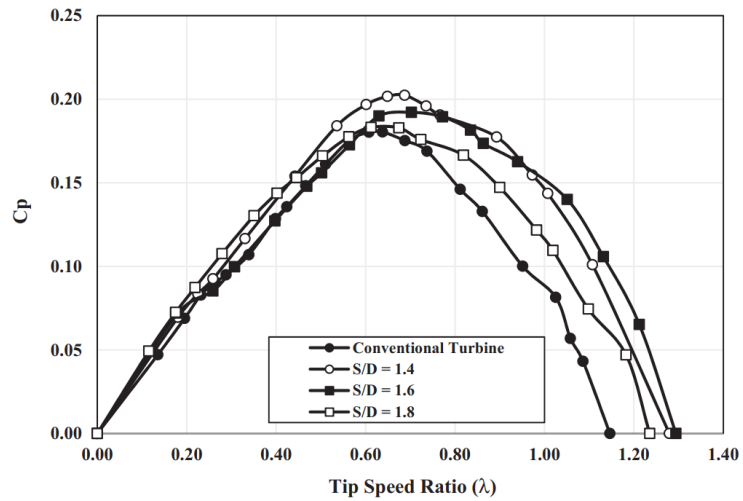
Penelitian yang dilakukan oleh (Triyogi, et al., 2020) mengenai Peningkatan Performa Turbin Savonius dengan Peletakan Silinder Sirkular Sisi *Upstream* dari *Returning Blade* Turbin Savonius dilakukan pada bilangan *Reynolds* 99.000 yang setara dengan kecepatan aliran *free stream* bernilai 5 m/s dengan rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (d/D) sebesar 0,54 kemudian dengan variasi diletakkan silinder sirkular di depan *returning blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin (S/D) dari 1,4 hingga 2,2 seperti pada Gambar 2.9 dan Gambar 2.10.



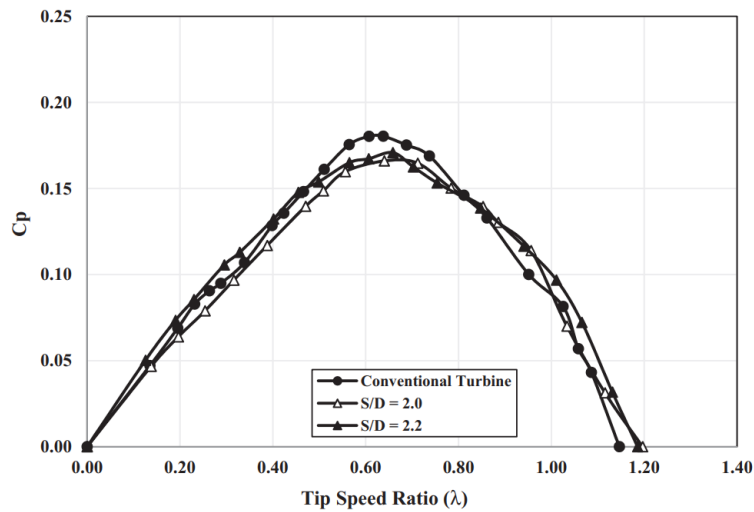
Gambar 2. 9 Konfigurasi pada eksperimen (Triyogi, et al., 2020)



Gambar 2. 10 (a) Konfigurasi turbin angin Savonius dengan silinder sirkular diletakkan di depan *returning blade*, (b) skema konfigurasi pengukuran torsi dinamis (Triyogi, et al., 2020)

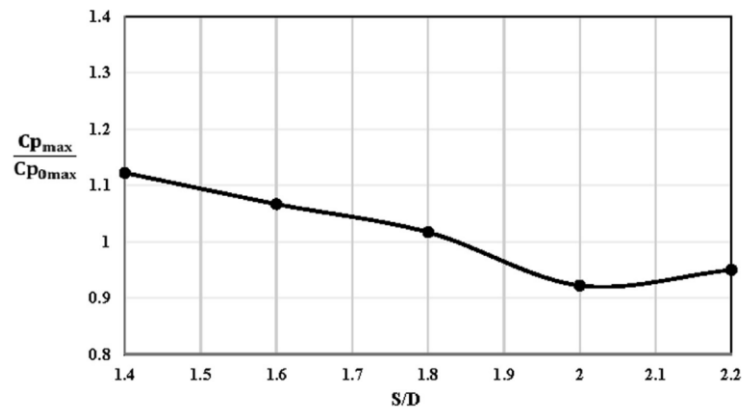


Gambar 2. 11 Grafik hasil eksperimen antara nilai *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio* untuk jarak $S/D = 1,4; 1,6; \text{ dan } 1,8$ (Triyogi, et al., 2020)



Gambar 2. 12 Grafik hasil eksperimen antara nilai *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio* untuk jarak $S/D = 2,0 \text{ dan } 2,2$ (Triyogi, et al., 2020)

Berdasarkan Gambar 2.11 dan Gambar 2.12 dapat dilihat bahwa ketika posisi silinder sirkular menjauh dari *returning blade*, maka efek yang diberikan dari silinder sirkular sebagai *passive control* semakin tidak efektif.



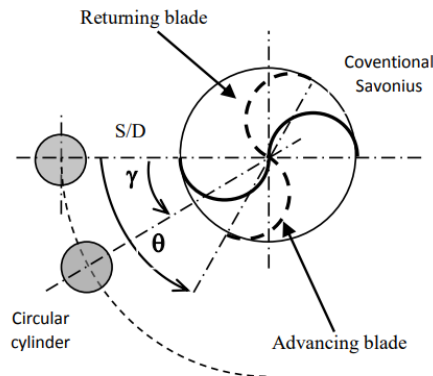
Gambar 2. 13 Grafik rasio antara Cp_{max}/Cp_{0max} sebagai fungsi terhadap nilai (S/D) (Triyogi, et al., 2020)

Gambar 2.13 menunjukkan grafik *maximum power coefficient* turbin Savonius yang dipasangkan dengan silinder sirkular pada sisi *upstream* dari *returning blade* relatif terhadap *maximum power coefficient* dari turbin Savonius konvensional sebagai fungsi terhadap nilai S/D. Berdasarkan grafik tersebut menunjukkan bahwa nilai *maximum power coefficient* untuk masing-masing S/D = 1,4; 1,6 dan 1,8 bernilai 1,122; 1,067 dan 1,017 kali dari *maximum power coefficient* dari turbin konvensional. Hal ini menunjukkan masing-masing memberikan peningkatan Cp sebesar 12,2%, 6,7% dan 1,7%. Sedangkan pada silinder sirkular yang berada jauh dari *returning blade* yaitu pada S/D > 1,8 maka nilai Cp_{max}/Cp_{0max} mendekati 1 dan cenderung menjadi kecil seiring nilai S/D meningkat. Kecendrungan ini menunjukkan bahwa diletakkannya silinder sirkular di depan *returning blade* pada S/D > 1,8 sudah tidak efektif lagi untuk kinerja turbin Savonius.

2.12.3. Efek Diletakkannya Silinder Sirkular di depan *Advancing Blade* Turbin Air Savonius Menggunakan *Transient Simulation*

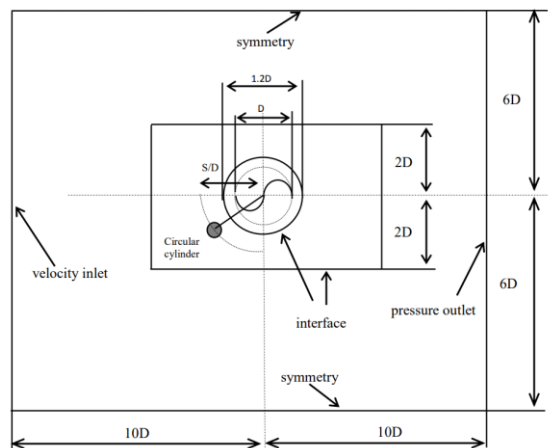
Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) mengenai Efek Diletakkannya Silinder Sirkular di depan *Advancing Blade Turbin Air Savonius* Menggunakan *Transient Simulation* dilakukan dengan memvariasikan rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (d_s/D) yaitu 0,1; 0,3; dan 0,5 pada setiap *stagger angle* (γ) yaitu 0° , 30° , 60° dengan diletakkan silinder sirkular di depan *returning blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin (S/D) senilai 0,95 dengan kecepatan aliran (U) senilai 0,22 m/s yang dilakukan secara simulasi CFD. Adapun konfigurasi penelitian ini seperti pada Gambar 2.14.

$ds/D = 0.1, 0.3 \text{ and } 0.5$
 $\gamma = 0^\circ, 30^\circ, \text{ and } 60^\circ$
 $S/D = 0.95$



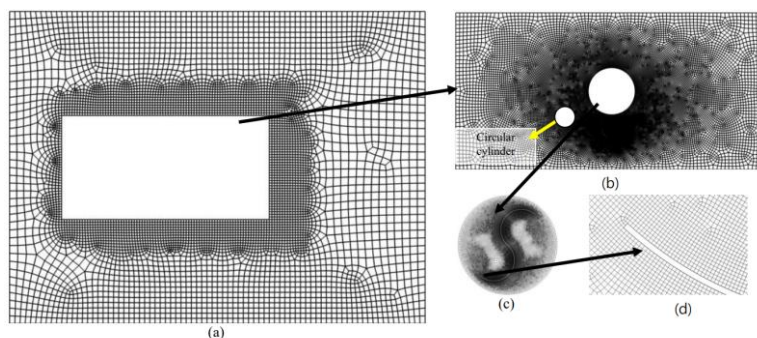
Gambar 2. 14 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019)

Untuk dilakukannya simulasi diperlukan inisialisasi *boundary conditions* dan *computational domains* seperti pada Gambar 2.15.



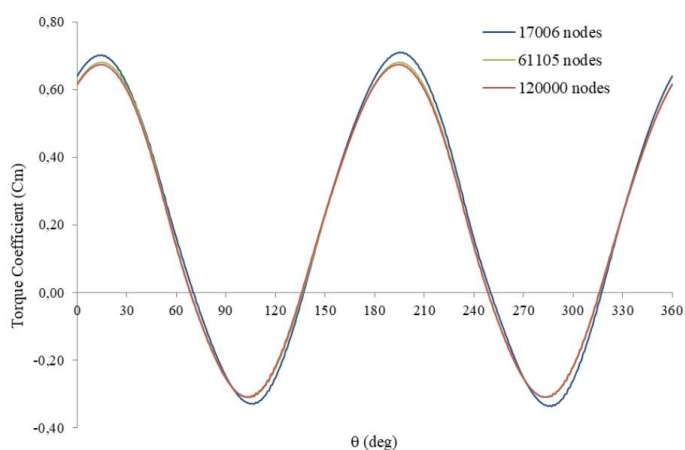
Gambar 2. 15 *boundary condition* dan *computational domain* untuk 2D (Setiawan, et al., 2019)

Kemudian pada simulasi ini terdapat tiga domain yaitu domain *fixed*, *wake*, dan domain *rotating*. Pada simulasi, *meshing* yang digunakan berupa *quadrilateral element* yang memiliki akurasi tinggi yang dapat dilihat pada Gambar 2.16.



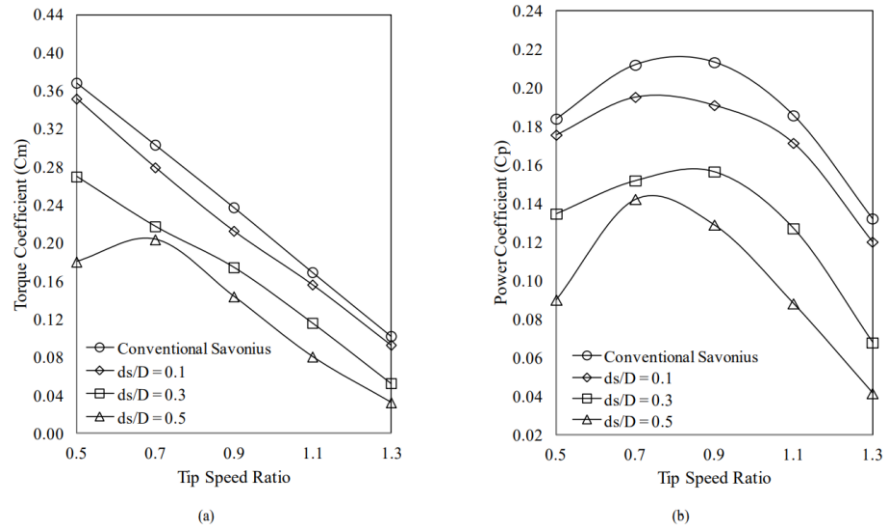
Gambar 2. 16 Pembuatan *meshing* untuk (a) *fixed domain*, (b) *wake domain*, (c) *rotating domain*, (d) *blade* pada turbin (Setiawan, et al., 2019)

Penentuan nilai *mesh* dilakukan dengan dilakukan simulasi memvariasikan nilai *mesh* dari kasar hingga halus yaitu 17.006, 61.105 dan 120.000. Simulasi dilakukan pada *tip speed ratio* (TSR) sebesar 1,078 yang dilakukan dengan mengambil data nilai *dynamic torque coefficient*.



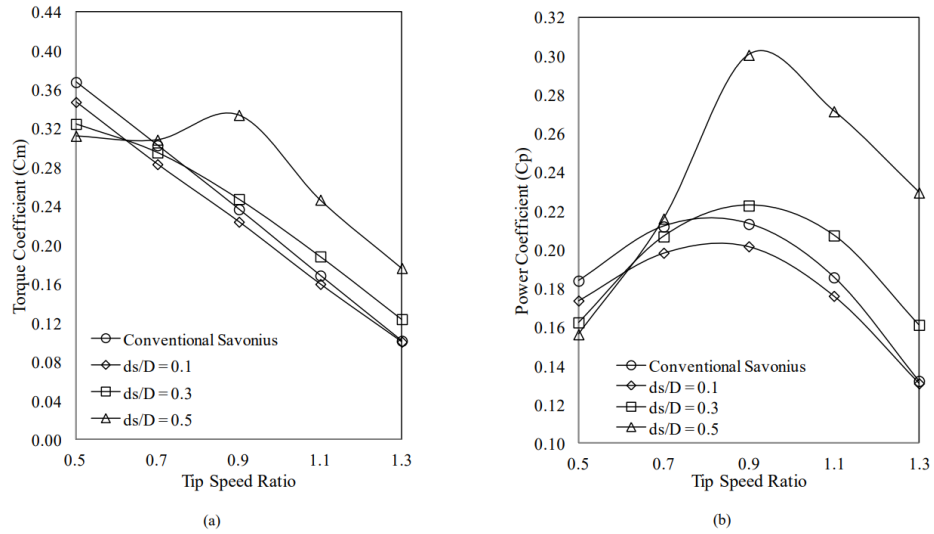
Gambar 2. 17 Grafik *Torque Coefficient* (C_m) terhadap sudut turbin pada *meshing* = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019)

Ukuran elemen di dekat permukaan *blade* divariasikan dengan perubahan ukuran *meshing* 17.006, 61.105 dan 120.000 *node* seperti yang tertera pada Gambar 2.17 dan dapat dilihat bahwa pada *meshing* 61.105 dan 120.000 memberikan tren yang sama. Berdasarkan hal tersebut *mesh* dengan 61.105 elemen digunakan pada penelitian ini untuk mempertimbangkan waktu yang dibutuhkan dalam simulasi.



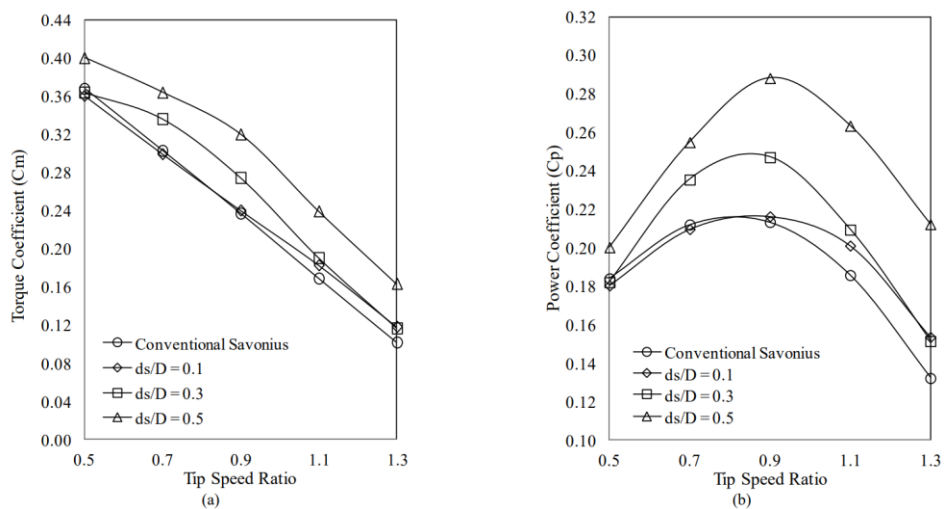
Gambar 2.18 Perbandingan nilai (a) *torque coefficient* (C_m), (b) *power coefficient*, pada nilai diameter silinder sirkular (ds/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

Berdasarkan Gambar 2.18 (a) ditampilkan nilai grafik *torque coefficient* pada $\gamma = 0^\circ$ sebagai fungsi dari *tip speed ratio*. Nilai *torque coefficient* mengalami tren penurunan seiring meningkatnya nilai *tip speed ratio*. Pada $\gamma = 0^\circ$, diletakkannya silinder sirkular dengan berbagai variasi ds/D berdampak uturunnya nilai *torque coefficient* pada turbin. Peningkatan diameter silinder sirkular akan menurunkan koefisien torsi turbin untuk semua variasi. Nilai dari *power consumption* untuk kerja turbin dapat dilihat pada Gambar 2.18 (b). Pada $\gamma = 0^\circ$, Variasi diameter silinder sirkular berdampak kepada performa turbin yang lebih rendah ketimbang turbin Savonius Konvensional. Peningkatan diameter silinder sirkular menyebabkan penurunan kinerja turbin angin Savonius. Hal ini terjadi seiring bertambahnya diameter turbin silinder sirkular akan menjadi hambatan yang menghalangi aliran menuju turbin.



Gambar 2.19 Perbandingan nilai (a) *torque coefficient* (C_m), (b) *power coefficient*, pada nilai diameter silinder sirkular (ds/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

Berdasarkan Gambar 2.19 (a) ditampilkan nilai grafik *torque coefficient* pada $\gamma = 30^\circ$ sebagai fungsi dari *tip speed ratio*. Nilai dari *torque coefficient* mengalami tren penurunan dari awal nilai *tip speed ratio* 0,5 tetapi nilai *torque coefficient* terjadi peningkatan pada *tip speed ratio* kisaran 0,9 hingga 1,3 ketimbang saat $\gamma = 0^\circ$. Sebuah silinder silinder sirkular dengan variasi ds/D 0,5 telah meningkatkan nilai *torque coefficient* pada $TSR > 0,7$ sekaligus variasi silinder sirkular yang memiliki nilai *torque coefficient* maksimum. Nilai dari *power coefficient* dapat dilihat pada Gambar 2.19 (b). pada nilai *power coefficient* dapat dilihat bahwa diberikannya silinder sirkular dengan berbagai variasi diameter memiliki dampak performa yang lebih tinggi dibandingkan turbin Savonius Konvensional pada $\gamma = 30^\circ$.



Gambar 2.20 Perbandingan nilai (a) *torque coefficient* (C_m), (b) *power coefficient*, pada nilai diameter silinder sirkular (ds/D) sebesar 0,1; 0,3 dan 0,5 untuk $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

Berdasarkan Gambar 2.20 (a) ditampilkan nilai grafik *torque coefficient* pada $\gamma = 60^\circ$ sebagai fungsi dari *tip speed ratio*. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa nilai *torque coefficient* meningkat seiring bertambahnya diameter silinder. Pada $ds/D = 0,1$ peningkatan nilai *torque coefficient* tidak signifikan pada nilai TSR yang rendah. *Torque coefficient* maksimum terjadi pada konfigurasi silinder sirkular dengan diameter ds/D sebesar 0,5. Nilai dari *power coefficient* dapat dilihat pada Gambar 2.20 (b). pada nilai *power coefficient* dapat dilihat bahwa diberikannya silinder sirkular dengan berbagai variasi diameter memiliki dampak performa yang lebih tinggi dibandingkan turbin Savonius Konvensional pada $\gamma = 60^\circ$. Berdasarkan hasil juga menunjukkan bahwa performa maksimum turbin didapatkan ketika silinder sirkular berdiameter ds/D sebesar 0,5.

Hasil dari maksimum C_p masing-masing nilai γ untuk setiap konfigurasi diameter silinder sirkular serta Savonius konvensional akan dibandingkan hasil performa seperti pada Tabel 2.3, Tabel 2.4 dan Tabel 2.5. Tabel 2.3 menyajikan hasil pada kondisi $\gamma = 0^\circ$ bahwa pengaruh diberikannya silinder sirkular berdampak pada rendahnya nilai C_p yang diberikan terhadap setiap variasi silinder sirkular. Nilai negatif pada *Cp Gain (%)* menunjukkan bahwa nilai C_p menurun dengan kata lain performa yang diberikan lebih rendah ketimbang Savonius Konvensional.

Tabel 2. 3 Nilai Maksimum C_p pada $\gamma = 0^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

Variation	Peak C_p	Corresponding TSR	C_p Gain (%) relative to conventional Savonius
Savonius conventional	0.213	0.9	0.00
$ds/D = 0.1$	0.195	0.7	-8.31
$ds/D = 0.3$	0.157	0.9	-26.50
$ds/D = 0.5$	0.142	0.7	-33.20

Analisis performa C_p maksimum pada $\gamma = 30^\circ$ dapat dilihat dari nilai maksimum *power coefficient* yang disajikan pada Tabel 2.4. Secara umum pemberian silinder sirkular memberikan kenaikan C_p ketimbang turbin konvensional. Pada konfigurasi ds/D bernilai 0,1 memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin konvensional yang dapat dilihat memiliki nilai *Cp Gain (%)* yang negatif.

Tabel 2. 4 Nilai Maksimum C_p pada $\gamma = 30^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

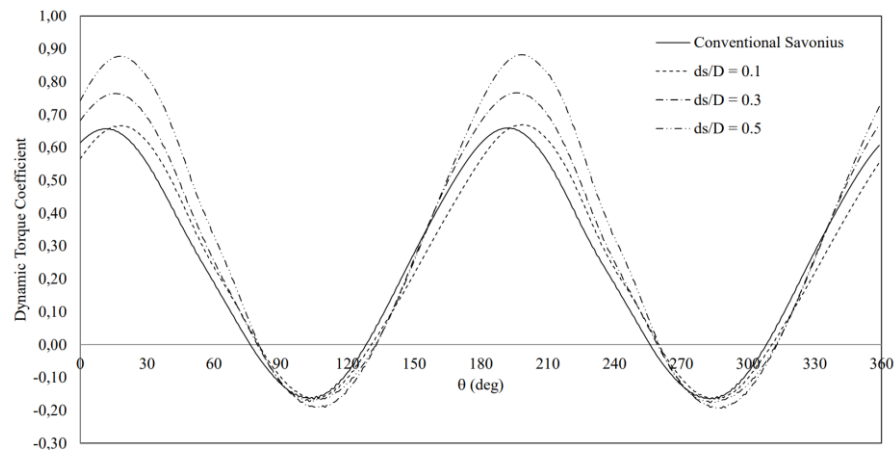
Variation	Peak C_p	Corresponding TSR	C_p Gain (%) relative to conventional Savonius
Savonius conventional	0.213	0.9	0.00
$ds/D = 0.1$	0.202	0.9	-5.28
$ds/D = 0.3$	0.223	0.9	4.62
$ds/D = 0.5$	0.301	0.9	41.18

Analisis performa C_p maksimum pada $\gamma = 30^\circ$ dapat dilihat dari nilai maksimum *power coefficient* yang disajikan pada Tabel 2.5. Secara keseluruhan konfigurasi variasi diameter ds/D memiliki performa yang lebih tinggi ketimbang turbin Savonius Konvensional.

Tabel 2. 5 Nilai Maksimum Cp pada $\gamma = 60^\circ$ (Setiawan, et al., 2019)

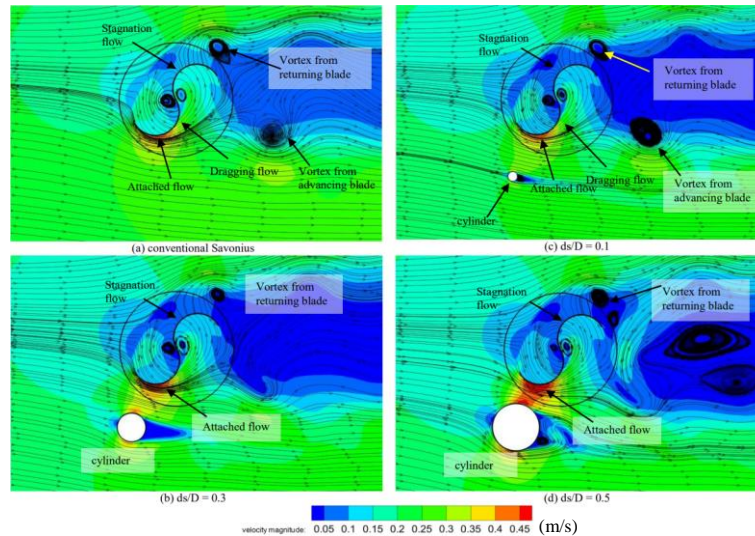
Variation	Peak Cp	Corresponding TSR	Cp Gain (%) relative to conventional Savonius
Savonius conventional	0.213	0.9	0.00
ds/D = 0.1	0.216	0.9	1.53
ds/D = 0.3	0.247	0.9	15.98
ds/D = 0.5	0.288	0.7	35.29

Gambar 2.21 menunjukkan grafik dari *dynamic torque coefficient* sebagai fungsi terhadap derajat putar turbin dengan konfigurasi variasi diameter silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$. *Dynamic torque coefficient* bernilai maksimum terjadi pada diameter silinder ds/D sebesar 0,5 serta memiliki nilai maksimum terendah pada konfigurasi dengan diameter silinder terjadi pada ds/D sebesar 0,1 dengan kurva yang serupa dengan Savonius Konvensional.



Gambar 2. 21 *dynamic torque* untuk satu putaran turbin Savonius dengan perubahan diameter silinder sirkular (Setiawan, et al., 2019)

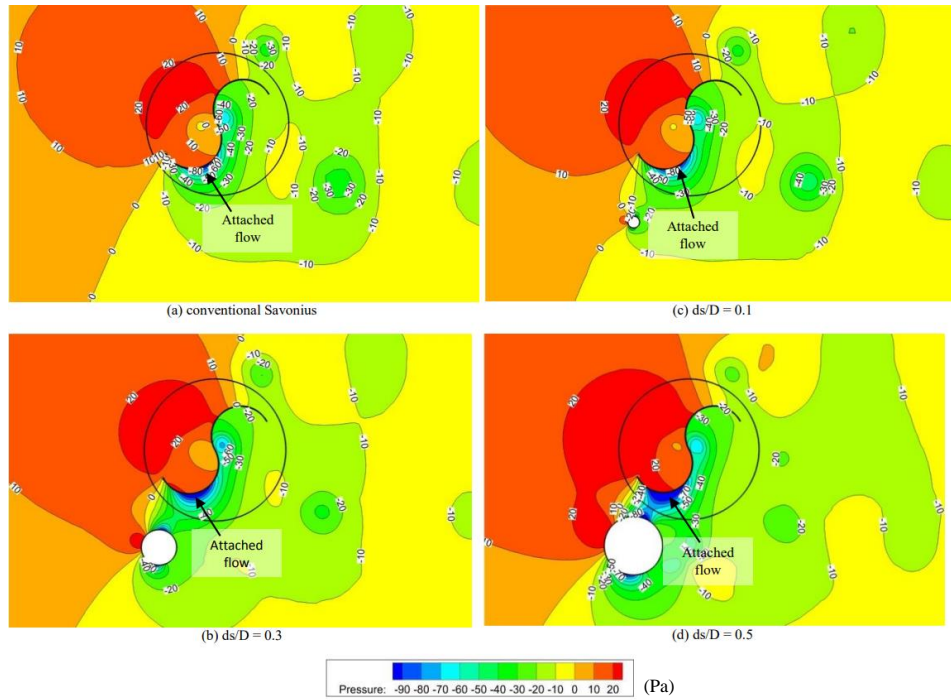
Pemberian silinder sirkular mampu meningkatkan nilai *torque coefficient* untuk sudut sudu antara 0° hingga 90° seperti yang tertera pada Gambar 2.21. Hal tersebut menunjukkan bahwa adanya peningkatan yang terjadi pada *advancing blade*. Dalam hal ini, fluida yang melintasi *advancing blade* meningkatkan nilai *torque* positif yang kemudian meningkatkan nilai *power coefficient*. Berdasarkan data tersebut dapat diprediksi bahwa nilai *torque coefficient* maksimum terjadi pada konfigurasi silinder sirkular pada diameter ds/D bernilai 0,5 untuk $\gamma = 60^\circ$.



Gambar 2. 22 Perbandingan struktur *velocity pathline* untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)

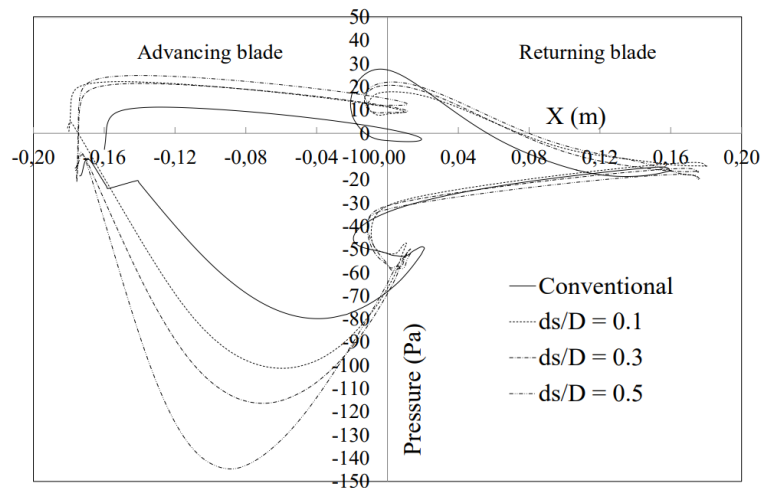
Berdasarkan Gambar 2.22 simulasi yang dilakukan pada konfigurasi diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,1 menunjukkan hasil performa yang sama dengan Savonius Konvensional. Variasi aliran yang terjadi seperti *stagnation flow*, *vortex* yang berasal dari *advancing* dan *returning*, *attached flow* dan *dragging flow* yang terjadi pada konfigurasi ini memiliki hasil yang serupa dengan Savonius Konvensional.

Simulasi yang dilakukan pada konfigurasi diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,3 tidak menciptakan *vortex* pada *advancing blade*. *Attached flow* yang terjadi percepatan lebih yang menghasilkan kecepatan yang tinggi. Simulasi yang dilakukan pada konfigurasi diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,5 juga tidak menciptakan *vortex* pada *advancing blade*. *Attached flow* yang terjadi percepatan lebih yang menghasilkan kecepatan yang tinggi. Gambar 2.22 menunjukkan bahwa terjadinya *attached flow* dan *dragging flow* pada bagian *convex* dari *advancing blade*. Akan tetapi, saat silinder sirkular diletakkan menyebabkan *vortex* tidak terjadi di belakang *advancing blade*. Fenomena tersebut mengakibatkan *attached flow*, *dragging flow* dan kecepatan aliran meningkat seiring meningkatnya diameter silinder sirkular.



Gambar 2. 23 Perbandingan *pressure contour* untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.23 menunjukkan *pressure contour* untuk setiap konfigurasi penelitian. Tekanan yang berada pada bagian *convex* dari *advancing blade* rendah di semua variasi. Silinder sirkular memiliki kontribusi dalam penurunan tekanan pada area *attached flow*. *Attached flow* yang terjadi menciptakan tekanan rendah yang mampu meningkatkan torsi positif dan meningkatkan *power coefficient*.

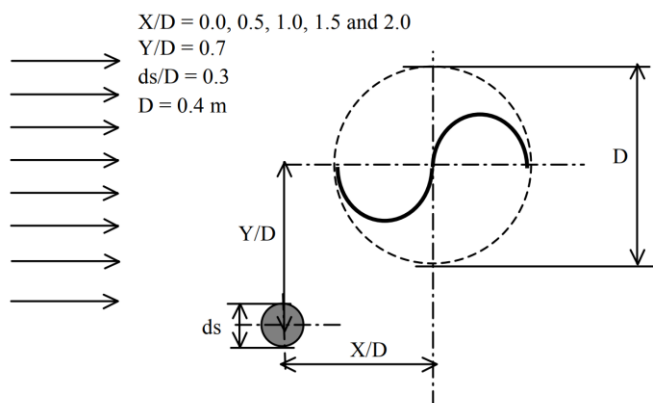


Gambar 2. 24 *pressure distribution* di permukaan *blade* turbin dengan perubahan nilai rasio ukuran silinder sirkular pada $\gamma = 60^\circ$, $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.24 menunjukkan grafik distribusi tekanan yang terjadi menunjukkan perbedaan yang lebih besar antara sisi depan dan belakang pada diameter silinder sirkular d_s/D sebesar 0,5 dimana konfigurasi ini menghasilkan kinerja yang lebih tinggi daripada konfigurasi lainnya. Pada sisi *concave* dari *advancing blade* terjadi tekanan positif yang lebih tinggi dibandingkan dengan yang lain. Kemudian tekanan pada sisi *convex* terjadi lebih negatif dibandingkan dengan yang lain. Konfigurasi d_s/D sebesar 0,5 memiliki *net pressure drag* dan torsi pada sisi *advancing blade* yang tertinggi pada penelitian ini.

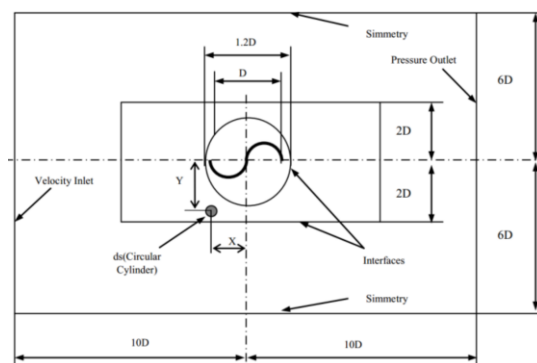
2.12.4. Studi Numerik pada *Vertical Axis Savonius Turbin Water* dengan Diletakkan Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* dengan Variasi Jarak Horizontal

Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) mengenai Studi Numerik pada *Vertical Axis Savonius Turbin Water* dengan Diletakkan Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* dengan Variasi Jarak Horizontal dilakukan dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin (Y/D) senilai 0,7 dan divariasikannya nilai posisi horizontal (X/D) dari 0,0 hingga 2,2 dengan peningkatan 0,5 yang dilakukan menggunakan ANSYS 17.0 dengan konfigurasi penelitian seperti pada Gambar 2.25.



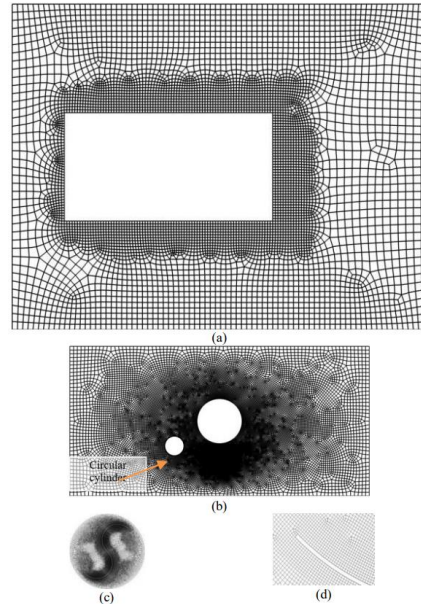
Gambar 2. 25 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019)

Untuk dilakukannya simulasi diperlukan inisialisasi *boundary conditions* dan *computational domains* seperti pada Gambar 2.26.



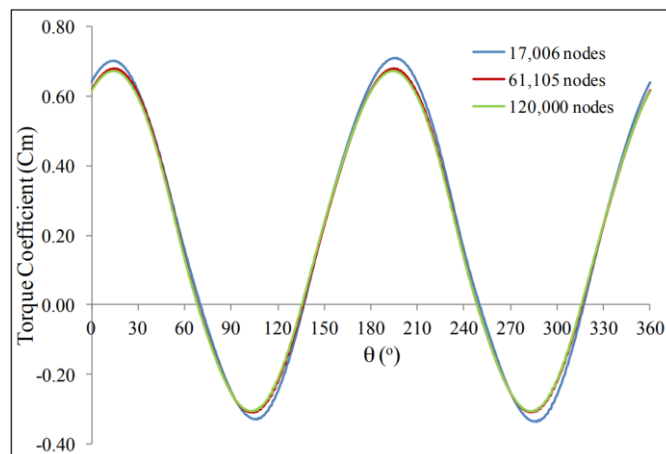
Gambar 2. 26 *Boundary condition* dan *computational domain* untuk 2D (Setiawan, et al., 2019)

Kemudian pada simulasi ini terdapat tiga domain yaitu domain *fixed*, *wake*, dan domain *rotating*. Pada simulasi, *meshing* yang digunakan berupa *quadrilateral element* yang memiliki akurasi tinggi yang dapat dilihat pada Gambar 2.27.



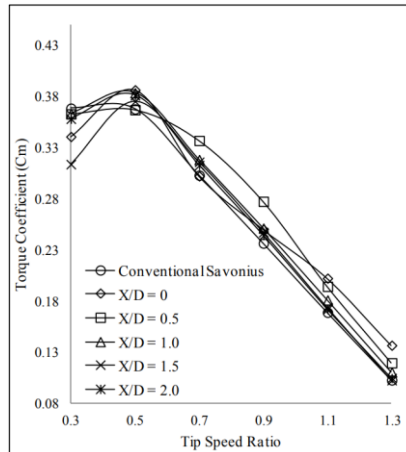
Gambar 2. 27 Pembuatan *meshing* untuk (a) *fixed domain*, (b) *wake domain*, (c) *rotating domain*, (d) *blade* pada turbin (Setiawan, et al., 2019)

Penentuan nilai *mesh* dilakukan dengan dilakukan simulasi memvariasikan nilai *mesh* dari kasar hingga halus yaitu 17.006, 61.105 dan 120.000. Simulasi dilakukan pada *tip speed ratio* (TSR) sebesar 1,078 yang dilakukan dengan mengambil data nilai *dynamic torque coefficient*.

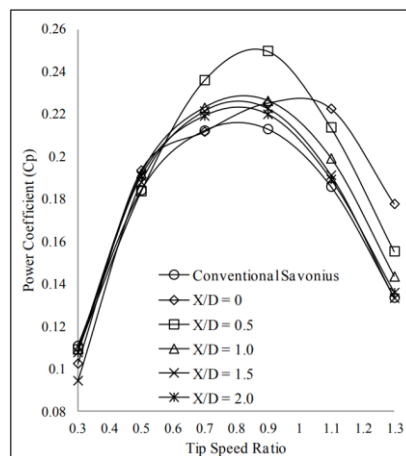


Gambar 2. 28 Grafik *Torque Coefficient* (Cm) terhadap sudut turbin pada *meshing* = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019)

Ukuran elemen di dekat permukaan *blade* divariasikan dengan perubahan ukuran *meshing* 17.006, 61.105 dan 120.000 *node* seperti yang tertera pada Gambar 2.28 dan dapat dilihat bahwa pada *meshing* 61.105 dan 120.000 memberikan tren yang sama. Berdasarkan hal tersebut *mesh* dengan 61.105 elemen digunakan pada penelitian ini untuk mempertimbangkan waktu yang dibutuhkan dalam simulasi.

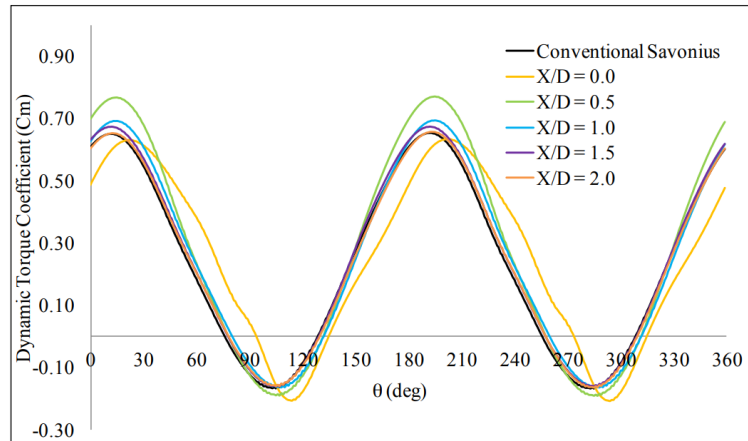


Gambar 2. 29 Grafik *torque coefficient* sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (X/D) bernilai 0,0; 0,5; 1,0; 1,5 dan 2,0 (Setiawan, et al., 2019)



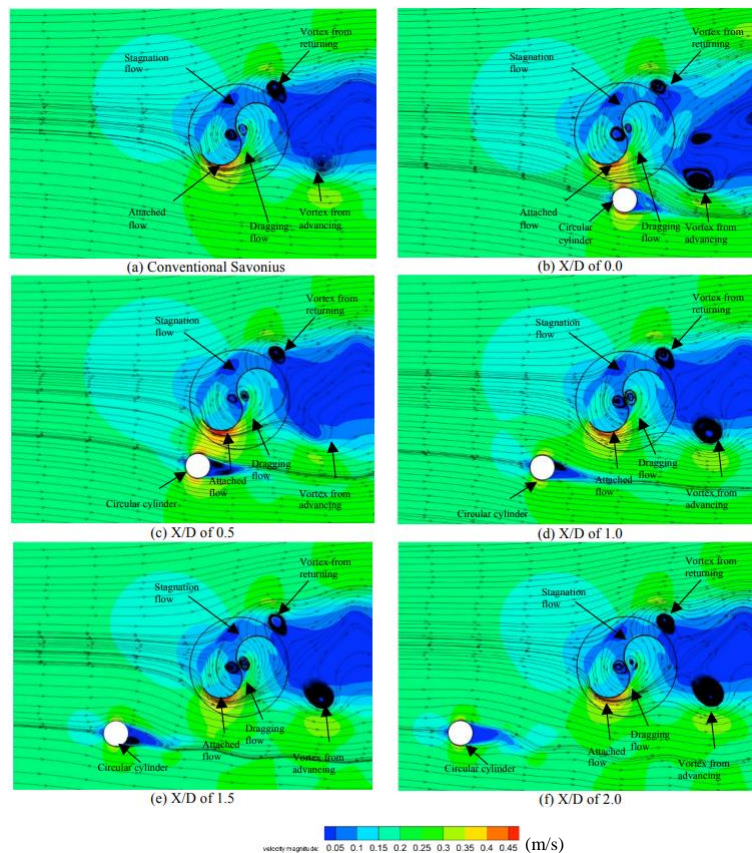
Gambar 2. 30 Grafik *power coefficient* sebagai fungsi terhadap *tip speed ratio* dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (X/D) bernilai 0,0; 0,5; 1,0; 1,5 dan 2,0 (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.29 dan Gambar 2.30 menunjukkan performa turbin Savonius berdasarkan dari nilai *torque coefficient* (C_m) dan *power coefficient* (C_p) sebagai fungsi dari *tip speed ratio*. Berdasarkan gambar tersebut didapatkan bahwa dipasangnya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan memengaruhi kinerja turbin. Nilai *power coefficient* (C_p) cenderung meningkat hingga pada posisi horizontal X/D sebesar 0,5 dan menurun ketika lebih besar dari X/D 0,5. Hasil yang didapatkan berupa nilai *maximum power coefficient* terjadi pada X/D sebesar 0,5 dengan peningkatan 17,31% pada TSR 0,9 dibandingkan turbin Savonius Konvensional.



Gambar 2. 31 *dynamic torque* untuk satu putaran turbin Savonius dengan perubahan rasio nilai jarak horizontal (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.31 menunjukkan grafik *dynamic torque* sebagai fungsi dari 360 derajat putaran turbin. Nilai *torque coefficient* tertinggi terjadi pada $X/D = 0,5$ kemudian $X/D = 1,0$; $1,5$ dan $2,0$ masing-masing menunjukkan tren penurunan nilai *torque coefficient*. Analisis *torque coefficient* menunjukkan bentuk kurva yang berbeda dimana grafik bergerak ke sisi kanan dibandingkan dengan yang lain.



Gambar 2. 32 Perbandingan struktur *velocity pathline* untuk tiap perubahan rasio ukuran silinder sirkular pada $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.32 menunjukkan karakteristik aliran pada Savonius konvensional dan pada konfigurasi dipasangnya silinde sirkular dengan perubahan jarak horizontal vaiasi $X/D = 0,0; 0,5; 1,0; 1,5$ dan 2.0 . Kontur kecepatan aliran yang diilustrasikan pada gambar tersebut diamati pada $TSR = 0,9$ dengan sudut sudu 30° . Celah antara silinder sirkular dan turbin Savonius pada *advancing blade* dapat meningkatkan momentum aliran atau kecepatan air melalui *bluff bodies* silinder sirkular. Kontur struktur jalur kecepatan di Savonius konvensional telah menunjukkan pembentukan *vortex* di tepi *advancing blade* dan *returbing blade*. Pemasangan silinder melingkar di dekat Savonius di sisi *advancing* telah meningkatkan momentum aliran. Kecepatan aliran di zona *attached flow* akan meningkat ketika silinder telah ditempatkan di dekat sisi *advancing blade*. Analisis menunjukkan pemasangan silinder akan meningkatkan kecepatan di zona *attached flow* serta menurunkan tekanan pada *convex* dari *advancing blade*. Sehingga torsi positif akan meningkat dan koefisien daya atau kinerja juga akan meningkat.

Nilai *power coefficient* pada kinerja tertinggi dibandingkan pada setiap variasi konfigurasi terhadap Savonius Konvensional seperti yang ditunjukkan pada Tabel 2.6. Pada tabel tersebut menunjukkan bahwa variasi jarak horizontal (X/D) memiliki *torque coefficient* sekitar 0,25 pada saat TSR 0,9 dan nilai *power coefficient* memiliki kenaikan tertinggi sebesar 17,31%

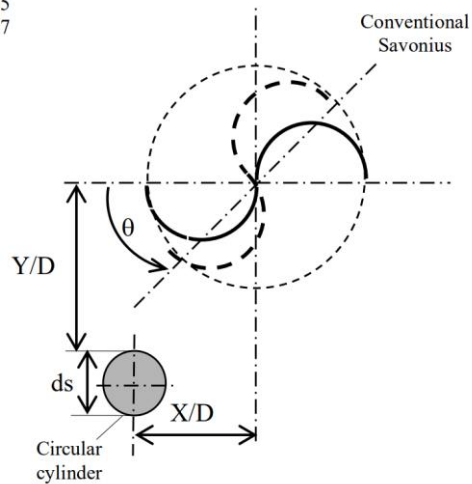
Tabel 2. 6 *maximum power coefficient* tiap variasi X/D untuk $ds/D = 0,3$ (Setiawan, et al., 2019)

Distance variations	Maximum Cp	Relation of TSR	Gain Cp (%) toward conventional Savonius
Conventional savonius	0.213	0.9	0.00
$X/D = 0$	0.225	0.9	5.78
$X/D = 0.5$	0.250	0.9	17.31
$X/D = 1.0$	0.226	0.9	6.23
$X/D = 1.5$	0.223	0.9	4.54
$X/D = 2.0$	0.220	0.9	3.26

2.12.5. Analisa Performa Aliran pada Savonius Hydrokinetic Turbine dengan Diletakkannya Silinder Sirkular di samping Advancing Blade

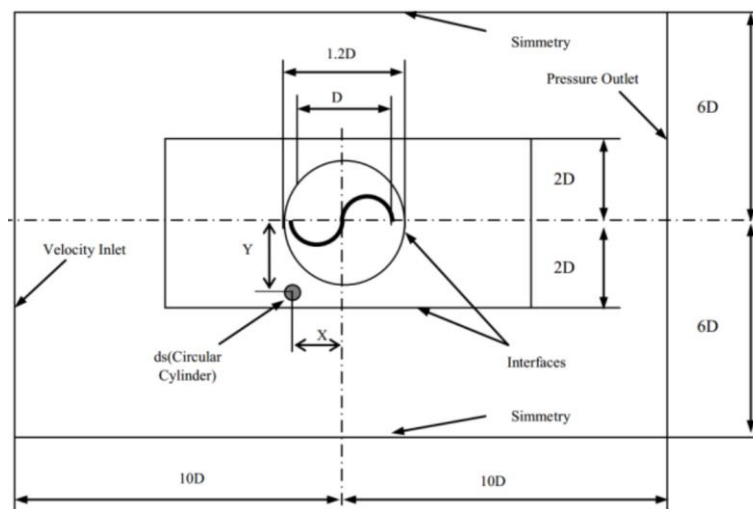
Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) mengenai Analisa Performa Aliran pada Savonius Hydrokinetic Turbine dengan Diletakkannya Silinder Sirkular di samping Advancing Blade dilakukan dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin (Y/D) senilai 0,7 serta silinder sirkular di depan *returning blade* pada jarak relatif terhadap diameter turbin (X/D) senilai 0,5 dengan variasi rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (ds/D) yaitu 0,1; 0,3; 0,5; 0,7 dan 0,9 dengan konfigurasi penelitian seperti pada Gambar 2.33.

$ds/D = 0.1, 0.5, 0.7, 0.5$ and 0.9
 $X/D = 0.5$
 $Y/D = 0.7$



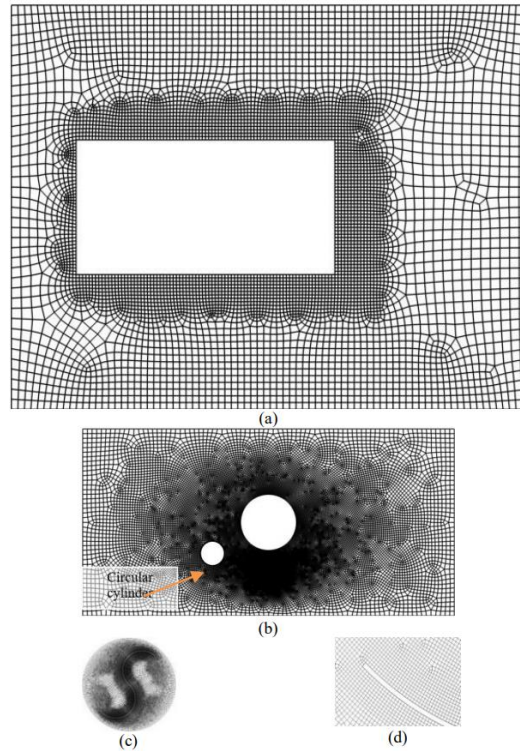
Gambar 2. 33 Konfigurasi posisi silinder sirkular terhadap turbin (Setiawan, et al., 2019)

Untuk dilakukannya simulasi diperlukan inisialisasi *boundary conditions* dan *computational domains* seperti pada Gambar 2.34.



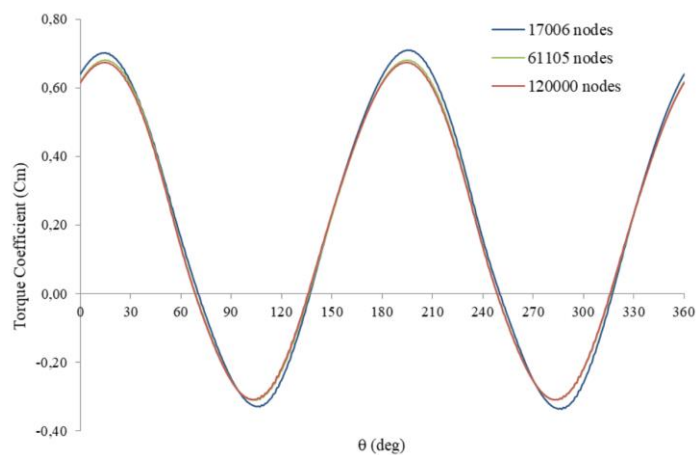
Gambar 2. 34 *Boundary condition* dan *computational domain* untuk 2D (Setiawan, et al., 2019)

Kemudian pada simulasi ini terdapat tiga domain yaitu domain *fixed*, *wake*, dan domain *rotating*. Pada simulasi, *meshing* yang digunakan berupa *quadrilateral element* yang memiliki akurasi tinggi yang dapat dilihat pada Gambar 2.35.



Gambar 2. 35 Pembuatan *meshing* untuk (a) *fixed domain*, (b) *wake domain*, (c) *rotating domain*, (d) *blade* pada turbin (Setiawan, et al., 2019)

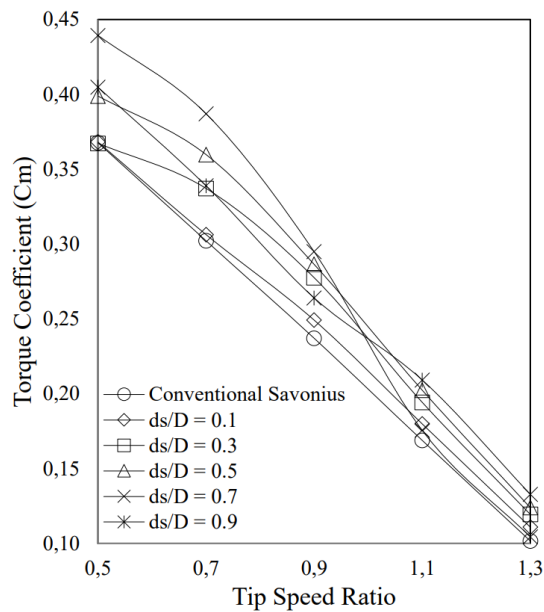
Penentuan nilai *mesh* dilakukan dengan dilakukan simulasi memvariasikan nilai *mesh* dari kasar hingga halus yaitu 17.006, 61.105 dan 120.000. Simulasi dilakukan pada *tip speed ratio* (TSR) sebesar 1,078 yang dilakukan dengan mengambil data nilai *dynamic torque coefficient*.



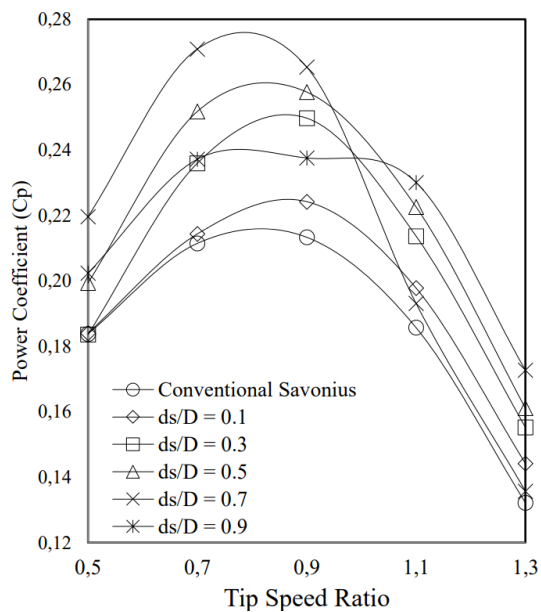
Gambar 2. 36 Grafik *Torque Coefficient* (Cm) terhadap sudut turbin pada *meshing* = 17.006, 61.105 dan 120.000 nodes (Setiawan, et al., 2019)

Ukuran elemen di dekat permukaan *blade* divariasikan dengan perubahan ukuran *meshing* 17.006, 61.105 dan 120.000 *node* seperti yang tertera pada Gambar 2.36 dan dapat dilihat bahwa pada *meshing* 61.105 dan 120.000 memberikan tren yang sama.

Berdasarkan hal tersebut *mesh* dengan 61.105 elemen digunakan pada penelitian ini untuk mempertimbangkan waktu yang dibutuhkan dalam simulasi.



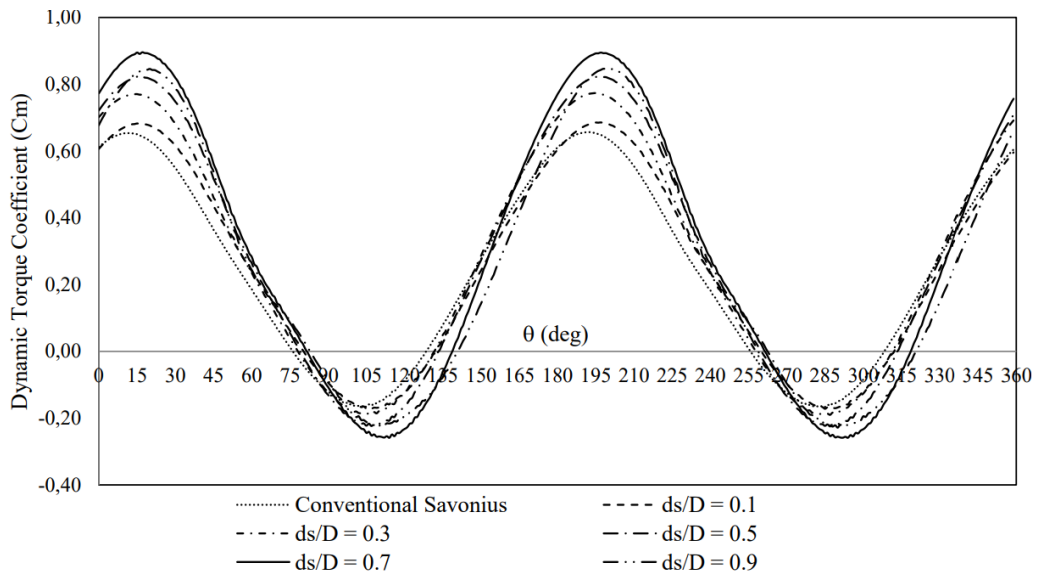
Gambar 2. 37 Grafik *torque coefficient* sebagai fungsi dari TSR dengan perubahan diameter silinder (Setiawan, et al., 2019)



Gambar 2. 38 Grafik *power coefficient* sebagai fungsi dari TSR dengan perubahan diameter silinder (Setiawan, et al., 2019)

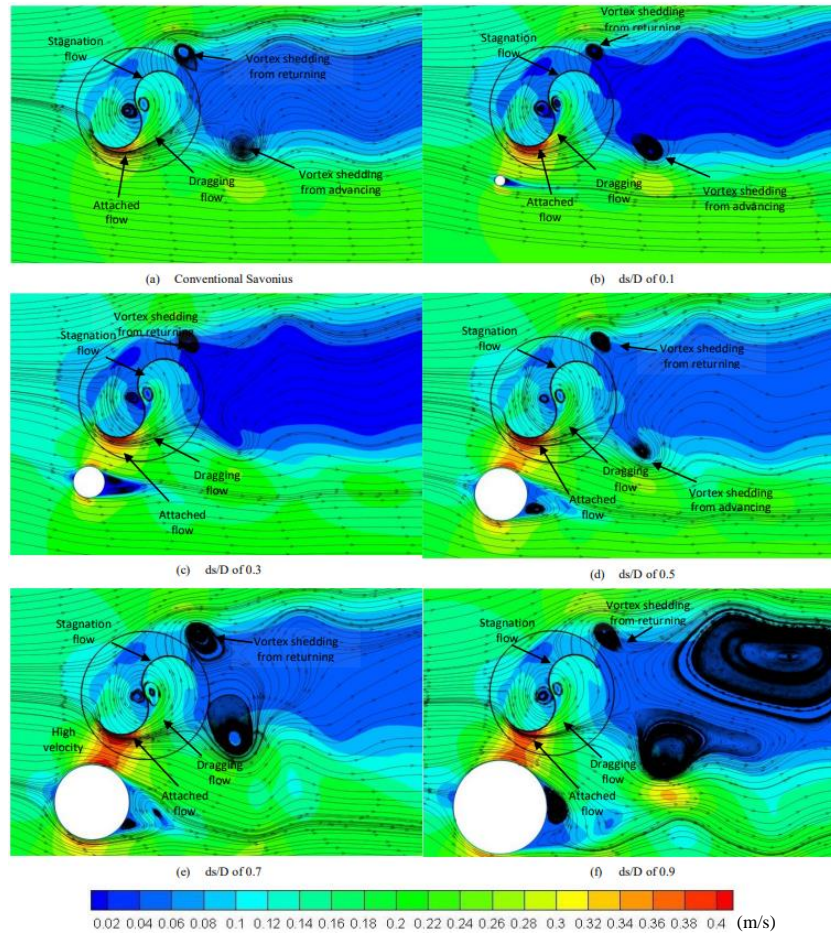
Berdasarkan Gambar 2.37 dan Gambar 2.38 dapat dilihat bahwa dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional, keberadaan silinder sirkular dengan rasio diameter (ds/D) bervariasi 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 dan 0,9 berpengaruh positif terhadap *torque coefficient*. Dimana, *torque coefficient* akan meningkat dengan bertambahnya ds/D hingga 0,7. *Torque coefficient* maksimum terjadi pada $ds/D = 0,7$ dan kemudian kenaikan $ds/D > 0,7$

akan menurunkan *torque coefficient*. Analisis *power coefficient* pada Gambar 2.38 mirip dengan *torque coefficient*, dimana *power coefficient* bertambah seiring bertambahnya *torque coefficient*. *Power coefficient* maksimum (C_p) juga diperoleh pada $ds/D = 0,7$, dimana kenaikan C_p dapat mencapai lebih dari 28% pada $TSR = 0,7$ dibandingkan dengan yang konvensional.



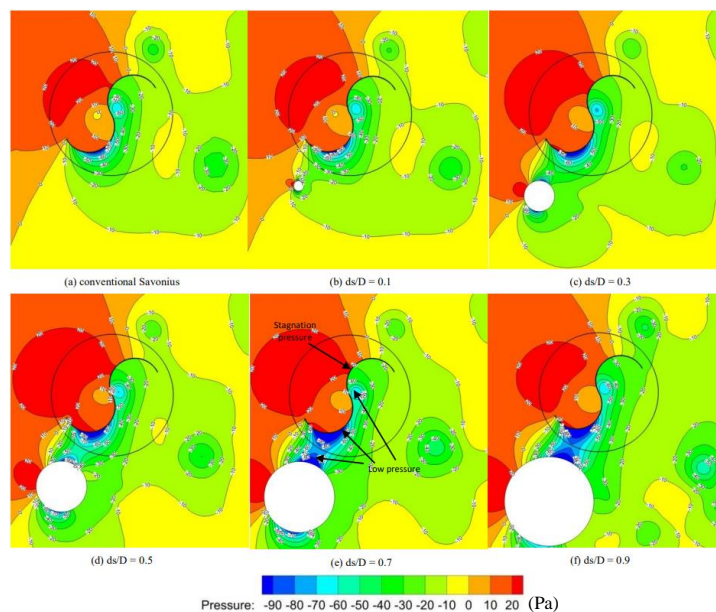
Gambar 2. 39 Grafik *dynamic torque coefficient* pada tip speed ratio 0,9 dengan variasi perubahan diameter silinder sirkular (ds/D) (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.39 menunjukkan *dynamic torque coefficient* satu putaran turbin pada TSR 0,7 terhadap perubahan nilai ds/D . Nilai *dynamic torque coefficient* maksimum meningkat dengan meningkatnya ds/D dan kinerja turbin juga meningkat. Dalam kisaran 0 sampai 30 derajat, *dynamic torque coefficient* menunjukkan peningkatan *torque coefficient* untuk semua variasi diameter. Namun pada rentang 30 sampai 120 derajat, peningkatan *dynamic torque coefficient* maksimum tertinggi diperoleh pada ds/D sebesar 0,7 kemudian disusul dengan ds/D sebesar 0,9, dimana keduanya lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi turbin Savonius konvensional. Analisis dalam kisaran 120 hingga 195 derajat, *dynamic torque coefficient* minimum ditunjukkan pada ds/D 0,5. Dengan menurunkan koefisien torsi pada rentang tersebut, menunjukkan bahwa diameter silinder ds/D sebesar 0,9 menurunkan *torque coefficient* serta menurunkan *power coefficient*. Dalam kisaran 105 hingga 195 derajat, *dynamic torque coefficient* maksimum terjadi pada ds/D sebesar 0,7. *Dynamic torque coefficient* maksimum secara keseluruhan diperkirakan terjadi pada ds/D sebesar 0,7.



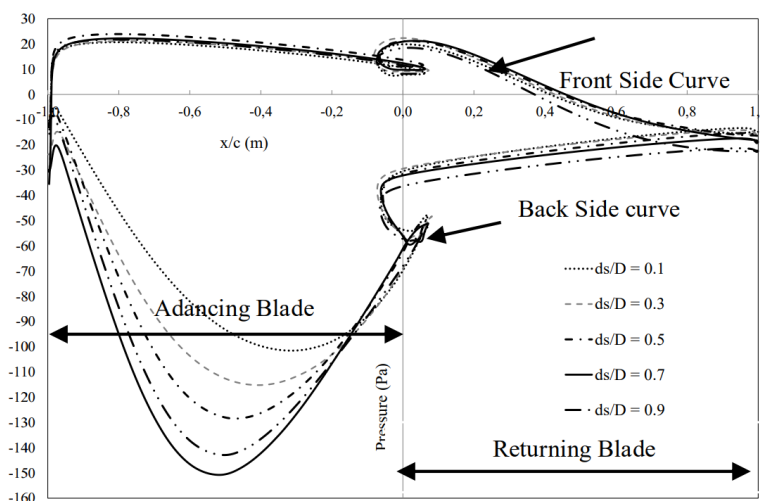
Gambar 2. 40 *velocity pathline* untuk perubahan diameter silinder pada TSR sebesar 0,9 dan sudut *blade* (θ) = 30° (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.40 menunjukkan *velocity pathline* untuk turbin angin Savonius konvensional dan dengan konfigurasi perubahan rasio diameter ds/D dengan variasi 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 dan 0,9. Terbentuknya *vortex* dapat ditemukan pada sisi tepi dari *advancing blade* untuk semua variasi silinder sirkular. Celah yang ada akibat diletakkannya silinder sirkular menyebabkan aliran dipercepat. Di sisi lain, peningkatan kecepatan akan meningkatkan momentum aliran. Oleh karena itu, momentum aliran akan meningkat ketika silinder sirkular dipasangkan pada di sisi *advancing blade*. *Attached flow* dan *dragging flow* terjadi pada sisi *advancing blade*. *Attached flow* ditunjukkan dengan peningkatan kecepatan dengan peningkatan ds/D . Kecepatan maksimum secara keseluruhan tercapai pada ds/D sebesar 0,7 dan menurun pada ds/D sebesar 0,9. Kecepatan pada daerah *attached flow* dapat menyebabkan tekanan menurun pada *advancing blade* serta akan meningkatkan torsi positif. Berdasarkan gambar tersebut di prediksi koefisien daya maksimum terjadi pada ds/D sebesar 0,7.



Gambar 2. 41 *pressure contour* untuk perubahan diameter silinder pada TSR sebesar 0,9 dan sudut *blade* (θ) = 30° (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.41 menunjukkan kontur tekanan dengan variasi nilai ds/D . Area *attached flow* menunjukkan perubahan tekanan dimana menghasilkan tekanan yang lebih rendah. Hal ini menunjukkan bahwa silinder sirkular dapat menurunkan tekanan pada sisi *convex advancing blade*. Hal tersebut dapat menyebabkan torsi positif meningkat serta peningkatan *power coefficient*.



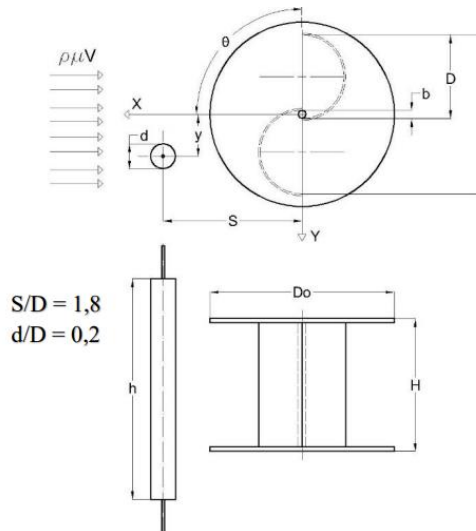
Gambar 2. 42 *pressure distribution* di permukaan *blade* turbin dengan perubahan nilai rasio ukuran silinder ds/D sirkular pada $\theta = 30^\circ$ dan $TSR = 0.9$ (Setiawan, et al., 2019)

Gambar 2.42 menunjukkan nilai *pressure distribution* pada dua area dari *advancing blade* dan *returning blade* turbin. Grafik tersebut menunjukkan *pressure distribution* pada *front side curve* bernilai sama pada semua variasi dari *advancing blade* serta memiliki nilai *pressure distribution* tertinggi pada ds/D bernilai 0,7 untuk *returning blade*. Grafik

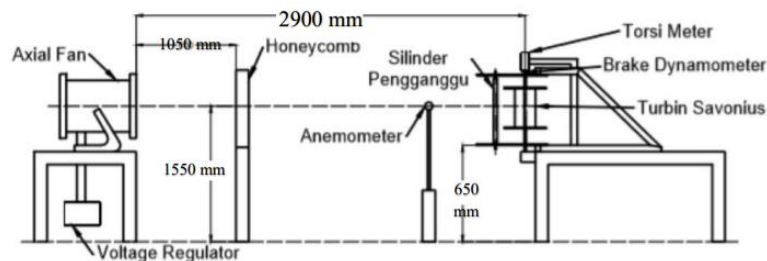
tersebut menunjukkan *pressure distribution* bernilai negatif pada *back side curve*, untuk bagian *advancing blade* pada ds/D bernilai 0,7 memberikan *pressure distribution* yang paling negatif dibandingkan dengan konfigurasi lain dan pada bagian *returning blade* tidak ada perubahan yang signifikan terhadap perubahan nilai ds/D .

2.12.6. Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius

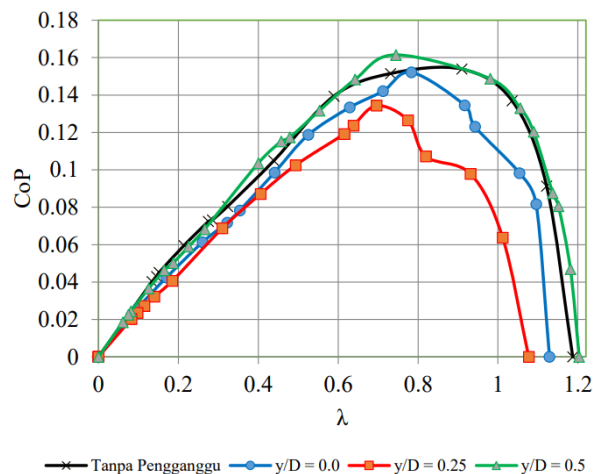
Penelitian yang dilakukan oleh (Andiani, 2018) mengenai Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius dilakukan dengan diletakkannya silinder pengganggu dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) yaitu 0,2 dengan jarak horizontal diletakkan relatif terhadap diameter turbin (S/D) yaitu 1,8 serta dengan variasi jarak vertikal diletakkan relatif terhadap diameter turbin (y/D) yaitu 0,0; 0,25; dan 0,5 pada variasi nilai bilangan *Reynolds* yaitu $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$; dan $1,78 \times 10^5$ dengan skema penelitian seperti pada Gambar 2.43 dan 2.44.



Gambar 2. 43 Skema Penelitian Turbin Angin Savonius dan Parameter Pengukuran (Andiani, 2018)

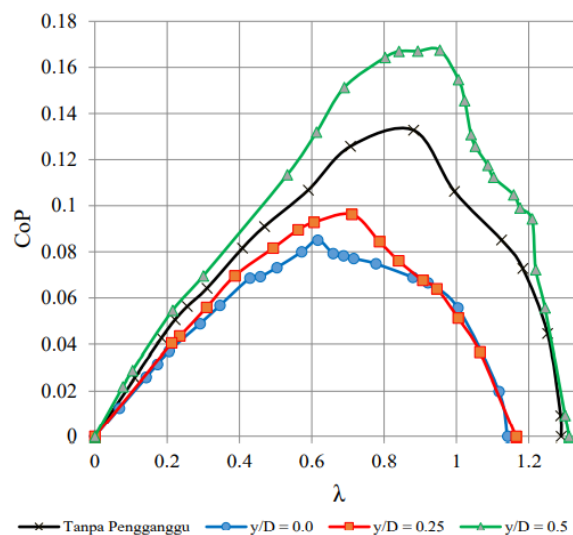


Gambar 2. 44 Skema Penelitian (Andiani, 2018)



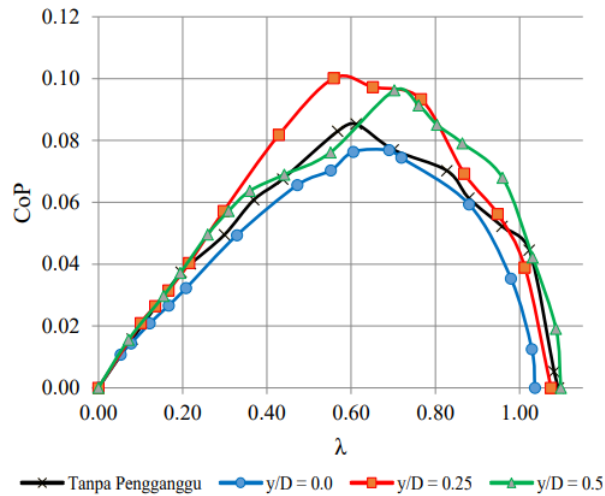
Gambar 2. 45 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Andiani, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.45 Pada $Re = 9,7 \times 10^4$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1615. Posisi ini diduga paling efektif dibandingkan posisi yang lain untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sekaligus mengarahkan lebih banyak aliran udara menuju *advancing blade*, sehingga gaya drag pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat



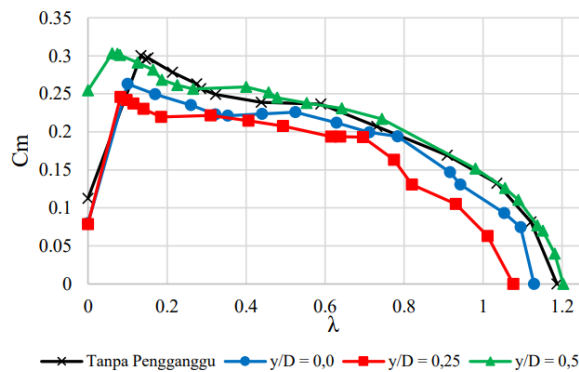
Gambar 2. 46 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$ (Andiani, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.46 Pada $Re = 1,45 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1676. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sehingga gaya drag pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat



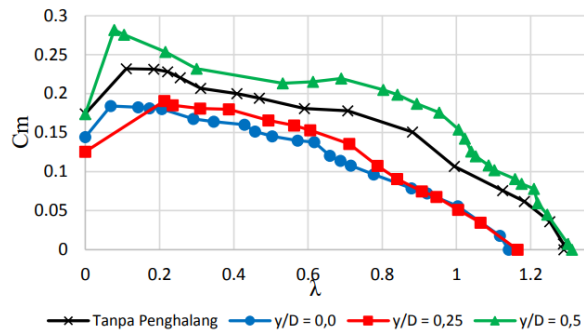
Gambar 2. 47 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap CoP fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$ (Andiani, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.47 Pada $Re = 1,78 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,25$ menghasilkan CoP tertinggi yaitu sebesar 0,1001. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* dan selisih torsi antara kedua sudu membesar dengan daya yang dihasilkan juga akan meningkat.



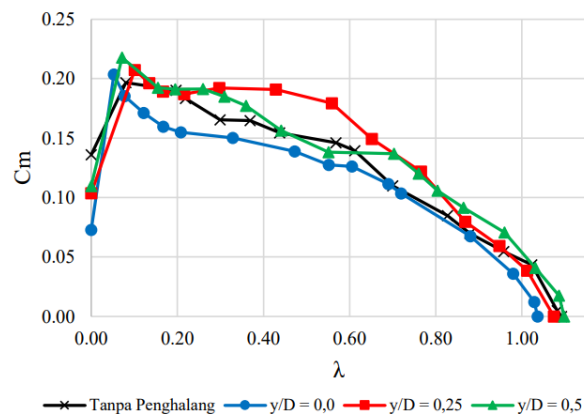
Gambar 2. 48 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Andiani, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.48 Pada $Re = 9,7 \times 10^4$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar 0,3034. Namun kenaikan yang dihasilkan sangatlah kecil, sehingga dapat disimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu pada bilangan *Reynolds* ini tidak efektif dalam meningkatkan C_m .



Gambar 2. 49 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,45 \times 10^5$ (Andiani, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.49 Pada $Re = 1,45 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar 0,2817. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan gaya *drag* pada pada *returning blade* dan menghasilkan torsi dinamis yang lebih besar sehingga C_m pun meningkat



Gambar 2. 50 Pengaruh Posisi Silinder Pengganggu (y/D) terhadap C_m fungsi λ pada $Re = 1,78 \times 10^5$ (Andiani, 2018)

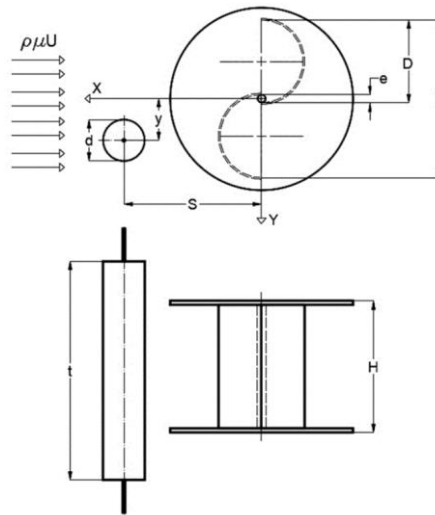
Berdasarkan Gambar 2.50 Pada $Re = 1,78 \times 10^5$, posisi penghalang $y/D = 0,5$ menghasilkan C_m tertinggi yaitu sebesar 0,2178. Posisi ini diduga paling efektif untuk menunda titik separasi dan mengurangi *pressure drop* yang terjadi pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan gaya *drag* pada pada *returning blade* dan menghasilkan torsi dinamis yang lebih besar sehingga C_m pun meningkat.

Posisi silinder pengganggu yang paling efektif untuk meningkatkan *coefficient of power* adalah pada $y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* = $1,45 \times 10^5$, dimana *CoP* yang dihasilkan mencapai 0,1676 dengan kenaikan sebesar 1,26 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu. *Coefficient of moment* tertinggi dihasilkan oleh posisi $y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* = $9,7 \times 10^4$ yaitu sebesar 0,3034 dengan kenaikan sebesar 1,01 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Namun, peningkatan *coefficient of moment* tertinggi adalah pada

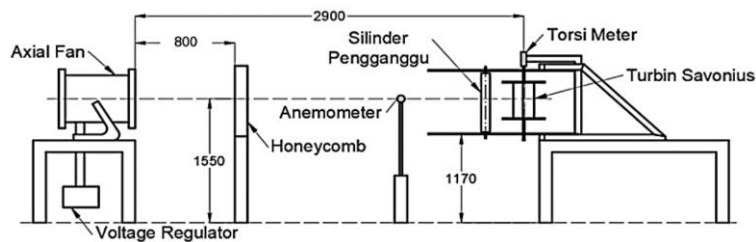
$y/D = 0,5$ dengan bilangan *Reynolds* = $1,45 \times 10^5$, dimana C_m yang dihasilkan mencapai 0,2817 dengan kenaikan sebesar 1,22 kali dari turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

2.12.7. Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Savonius

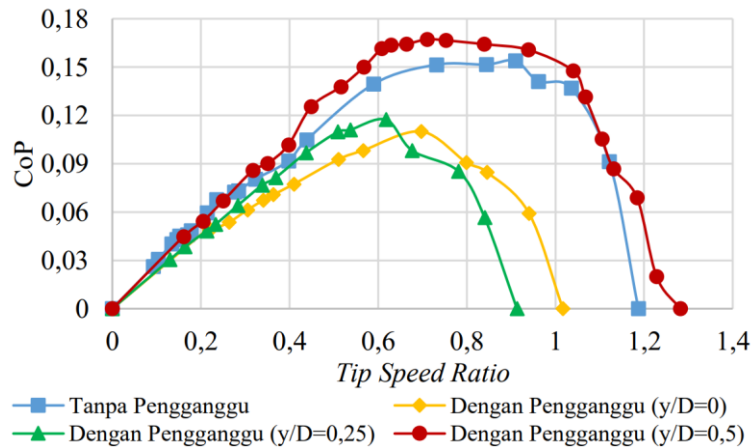
Penelitian yang dilakukan oleh (Nafi'ah, 2018) mengenai Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu terhadap Performa Turbin Angin Savonius dilakukan dengan diletakkannya silinder pengganggu dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) yaitu 0,5 dengan jarak horizontal diletakkan relatif terhadap diameter turbin (S/D) yaitu 1,4 serta dengan variasi jarak vertikal diletakkan relatif terhadap diameter turbin (y/D) yaitu 0,0; 0,25; dan 0,5 pada variasi nilai bilangan *Reynolds* yaitu $9,7 \times 10^4$; $1,45 \times 10^5$; dan $1,78 \times 10^5$ dengan skema penelitian seperti pada Gambar 2.51 dan Gambar 2.52.



Gambar 2. 51 Skema Penelitian dan Parameter Pengukuran (Nafi'ah, 2018)

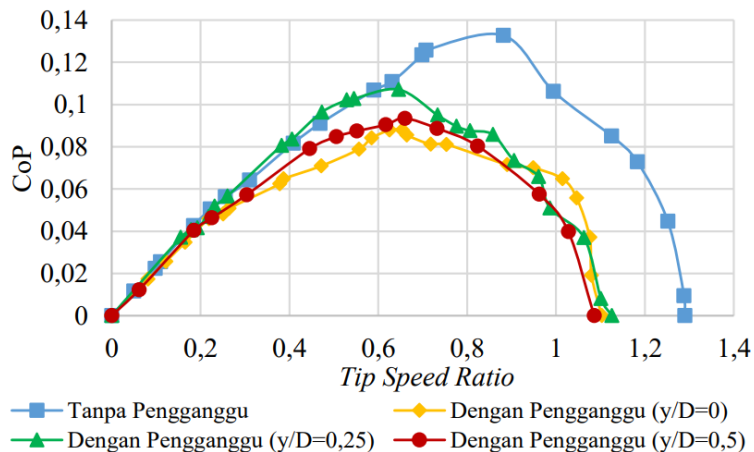


Gambar 2. 52 Skema Susunan Peralatan Penelitian dan Dimensi Alat (mm) (Nafi'ah, 2018)



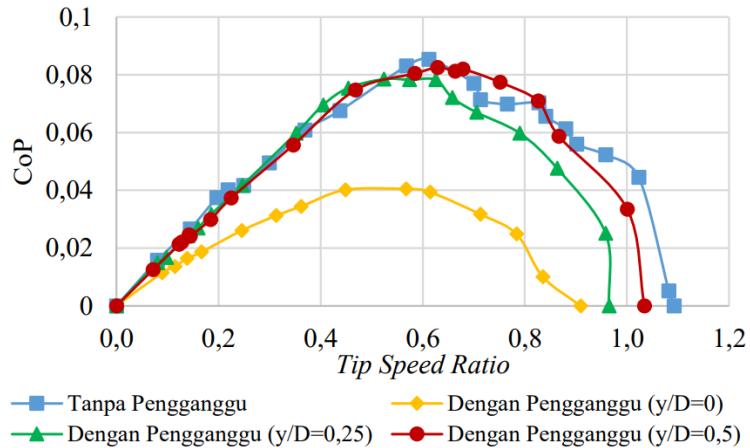
Gambar 2.53 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.53 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan $Reynolds number = 9,7 \times 10^4$, penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada posisi $y/D = 0,5$ efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) dengan kenaikan sebesar 1,09 kali dari *coefficient of power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.



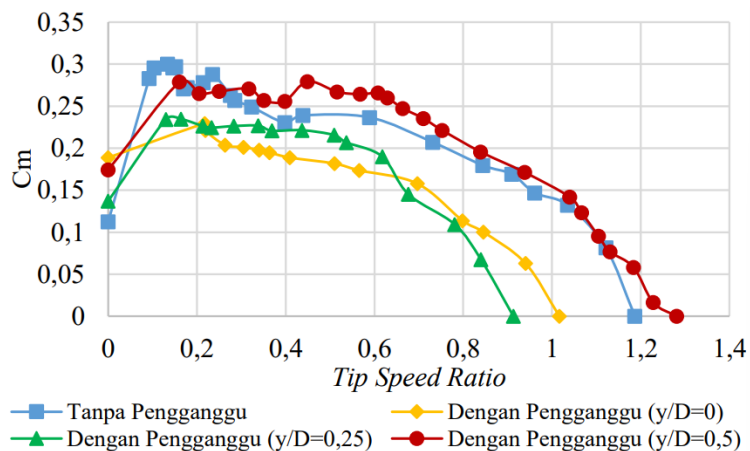
Gambar 2.54 Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.54 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan $Reynolds number = 14,5 \times 10^4$, secara umum penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk semua posisi y/D tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) dibandingkan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.



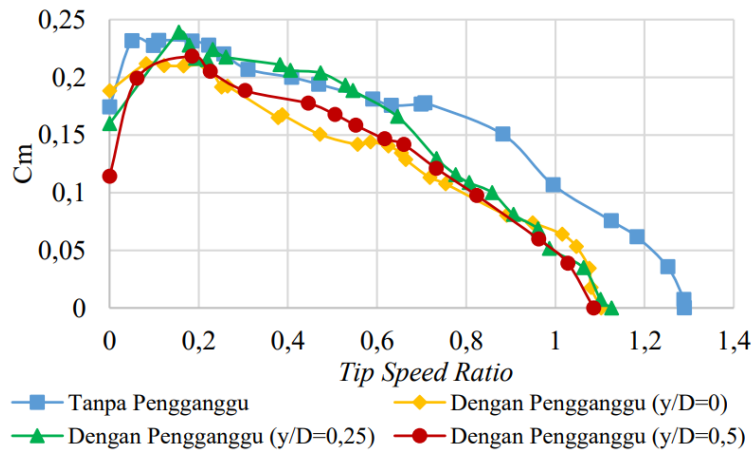
Gambar 2. 55 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.55 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan *Reynolds number* $= 17,8 \times 10^4$, secara umum penempatan silinder pengganggu di depan returning blade untuk semua posisi y/D tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) dibandingkan turbin tanpa silinder pengganggu.



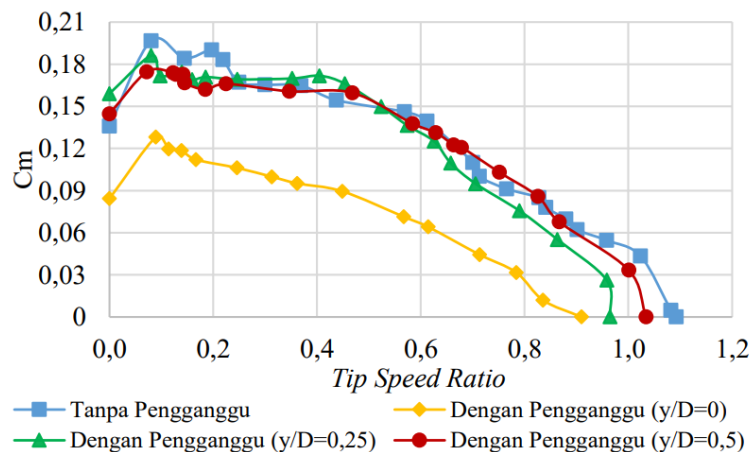
Gambar 2. 56 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.56 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan *Reynolds number* $= 9,7 \times 10^4$, secara umum penempatan silinder pengganggu di depan returning blade untuk posisi $y/D = 0,0$ dan $0,25$ tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* (Cm) dibandingkan turbin tanpa pengganggu, tetapi pada kondisi tertentu yaitu saat tip speed ratio 0,45, penempatan silinder pengganggu pada posisi $y/D = 0,5$ efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin dengan kenaikan sebesar 1,17 kali dari *coefficient of moment* turbin angin tanpa silinder pengganggu.



Gambar 2. 57 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.57 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan *Reynolds number* = $14,5 \times 10^4$, secara umum penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk semua posisi y/D tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* (C_m) dibandingkan turbin tanpa pengganggu.



Gambar 2. 58 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa dan dengan Silinder Pengganggu sebagai Fungsi *Tip Speed Ratio* pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Nafi'ah, 2018)

Berdasarkan Gambar 2.58 dapat disimpulkan bahwa untuk $d/D = 0,5$ pada $S/D = 1,4$ dan *Reynolds number* = $17,8 \times 10^4$, secara umum penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* untuk semua posisi y/D tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* (C_m) dibandingkan turbin tanpa pengganggu.

Penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada posisi $y/D = 0,5$, dengan *Reynolds number* = $9,7 \times 10^4$ efektif meningkatkan nilai *coefficient of power* (CoP) maksimal sebesar 0,167, nilai *coefficient of power* ini meningkat sebesar 1,09 kali dari *coefficient of power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu. Penempatan

silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin Savonius pada posisi $y/D = 0,5$, dengan *Reynolds number* = $9,7 \times 10^4$ efektif meningkatkan nilai *coefficient of moment* (Cm) sebesar 0,279, nilai *coefficient of moment* ini meningkat sebesar 1,17 kali dari *coefficient of moment* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu. Sedangkan penempatan silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin Savonius pada $Re = 14,5 \times 10^4$ dan $17,8 \times 10^4$ di $y/D = 0,0; 0,25; 0,5$ serta pada $Re = 9,7 \times 10^4$ di $y/D = 0,0; 0,25$ tidak efektif meningkatkan nilai putaran, nilai *coefficient of power* (CoP) dan nilai *coefficient of moment* (Cm).

2.13 Perbandingan Penelitian

Berdasarkan penelitian yang pernah dilakukan, berikut perbandingan penelitian yang sudah pernah dilakukan serta penelitian yang dilakukan pada kali ini seperti pada tabel 2.7.

Tabel 2. 7 Perbandingan Penelitian

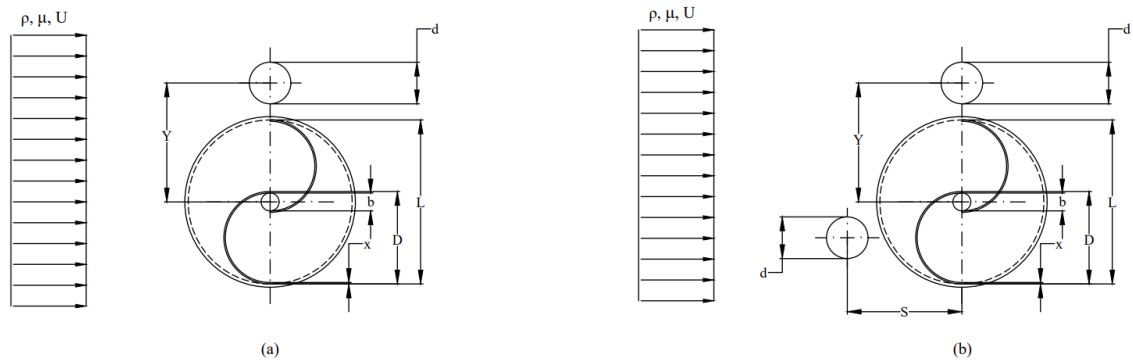
Indikator	(Nafia'ah, 2018)	(Andiani, 2018)	(Setiawan, et al., 2019)	(Setiawan, et al., 2019)	(Setiawan, et al., 2019)	(Triyogi, et al., 2020)	(Sakti & Triyogi, 2021)	(Farhan, 2022)
Jenis Penelitian	Eksperimental	Eksperimental	Simulasi	Simulasi	Simulasi	Eksperimental	Simulasi & Eksperimental	Eksperimental
Tipe Aliran	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal
Variasi Data	Re	Re	ds/D	X/D	ds/D ; γ	S/D	-	U
Variabel Kontrol	X/D; Y/D	X/D; Y/D	X/D; Y/D	Y/D; ds/D	S/D	X/D	U; S/D; X/D; d/D	X/D; Y/D
Posisi Silinder Pengganggu	di depan returning	di depan returning	disamping advancing	disamping advancing	disamping advancing	di depan returning	di depan returning	di samping advancing dan di depan returning

Dalam usaha meningkatkan performa turbin angin Savonius, telah dilakukan penelitian terdahulu berupa diberikannya silinder sirkular di samping *advancing blade* kemudian penelitian berupa diberikannya silinder sirkular di depan *returning blade*. Akan tetapi, belum ada penelitian yang melakukan pemberian silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* sehingga penelitian ini penting untuk dilakukan agar didapatkannya keterbaharuan pengembangan energi terbarukan untuk turbin angin Savonius.

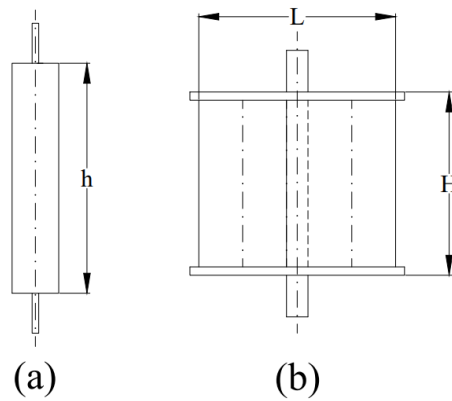
BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Pada penelitian ini diperlukan analisa dimensi untuk mengetahui pengaruh parameter yang ditentukan terhadap hasil dari suatu penelitian. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui performa turbin angin Savonius dengan konfigurasi pertama diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* serta konfigurasi kedua dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus silinder sirkular di depan *returning blade*. Parameter yang terdapat pada penelitian ini diantaranya, densitas fluida (ρ), kecepatan aliran *upstream* udara (U), *dynamic viscosity* (μ), diameter sudu turbin (D), diameter silinder sirkular (d), diameter poros turbin (b), jarak pusat silinder sirkular di samping *advancing blade* terhadap titik pusat turbin angin Savonius dalam arah tegak lurus arah datang angin (Y), jarak pusat silinder sirkular di depan *returning blade* terhadap pusat *returning blade* dalam searah datang angin (S), ketebalan sudu (x), ketinggian silinder sirkular (h), ketinggian turbin angin Savonius (H), kecepatan sudut turbin angin Savonius (ω). Di mana digunakan rasio ukuran $d/D = 0.5$, $Y/D = 1.51$, serta $S/D = 1.51$, dengan nilai $Y = S = 282$ mm dan $D = 165.2$ mm, serta divariasikannya nilai kecepatan *upstream* (U) sebesar 4, 5, 6 dan 7 m/s. Pada penelitian ini dilakukan dengan dua konfigurasi, konfigurasi pertama yaitu diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* kemudian konfigurasi kedua diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus silinder sirkular di depan *returning blade* yang dapat dilihat seperti pada gambar 3.1 serta dimensi dari silinder sirkular dan turbin dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3. 1 Skema (a) Konfigurasi pertama, (b) Konfigurasi kedua



Gambar 3. 2 Dimensi (a) Silinder Sirkular, (b) Turbin Savonius

dimana,

ρ = Densitas udara (kg/m^3)

U = Kecepatan aliran upstream udara (m/s)

μ = Dynamic viscosity udara ($\text{Pa}\cdot\text{s} = \text{kg} / \text{m}\cdot\text{s}$)

D = Diameter sudu turbin (m)

d = Diameter silinder sirkular (m)

b = Diameter poros turbin (m)

Y = Jarak antara sumbu silinder sirkular terhadap titik pusat turbin angin Savonius (m)

S = Jarak antara sumbu silinder sirkular terhadap titik pusat turbin angin Savonius (m)

x = Ketebalan sudu (m)

h = Ketinggian silinder sirkular (m)

H = Ketinggian turbin angin Savonius (m)

ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi diperlukan untuk mengetahui pengaruh parameter terhadap performa turbin angin Savonius dengan konfigurasi pertama diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* serta konfigurasi kedua dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus silinder sirkular di depan *returning blade* menggunakan metode *Buckingham-Phi Theorem*.

3.2.1. Analisa Dimensi Coefficient of Power (CoP)

Berikut adalah tahapan analisis dimensi untuk CoP dengan digunakannya metode *Buckingham – Phi Theorem*.

1. Menentukan dimensi parameter yang mempengaruhi daya

$$P = f(\rho, U, \mu, D, d, b, Y, S, x, h, H, \omega) \dots\dots\dots (3.1)$$

dimana,

Jumlah parameter (n) = 13

- P = Daya turbin angin Savonius (J/s)
- ρ = Densitas fluida (kg/m³)
- U = Kecepatan *upstream* fluida (m/s)
- μ = *Dynamic Viscosity* fluida (kg /m·s)
- D = Diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- d = Diameter silinder sirkular (m)
- b = Diameter poros rotor turbin angin Savonius (m)
- Y = Jarak silinder sirkular dengan sisi samping *advancing blade* (m)
- S = Jarak silinder sirkular dengan depan *returning blade* (m)
- x = Ketebalan sudu (m)
- h = Ketinggian silinder sirkular (m)
- H = Ketinggian turbin angin Savonius (m)
- ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

2. Menentukan dimensi primer

Pada penelitian ini digunakan dimensi primer berupa [M], [L], [t].

3. Menetapkan daftar dimensi parameter dalam bentuk dimensi primer seperti pada tabel 3.1.

Tabel 3. 1 Dimensi Parameter Mempengaruhi Daya

Parameter	P	ρ	U	μ	D	d	b	Y	S	x	h	H	ω
Dimensi	$\frac{[M][L]^2}{[t]^3}$	$\frac{[M]}{[L]^3}$	$\frac{[L]}{[t]}$	$\frac{[M]}{[L][t]}$	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	$\frac{1}{[t]}$

Di mana, terdapat dimensi primer (r) sebanyak 3.

4. Menetapkan satu set parameter *dimensional* berulang sebanyak r yang mencakup semua dimensi utama
 - Parameter ρ , U, dan D sebagai parameter berulang, sehingga m = r = 3 parameter berulang.
5. Menetapkan persamaan *dimensional*, menggabungkan parameter yang ditetapkan pada tahapan 4 dengan setiap parameter lainnya, untuk menghasilkan grup tak berdimensi
 - Terdapat n – m grup tak berdimensi, sehingga pada penelitian ini terdapat 13 – 3 = 10 grup tak berdimensi.

$$\Pi_1 = \rho^a U^b D^c P, \text{ di mana } \left(\frac{[M]}{[L]^3}\right)^a \left(\frac{[L]}{[t]}\right)^b [L]^c \left(\frac{[M][L]^2}{[t]^3}\right) = M^0 L^0 t^0$$

Sehingga pada dimensi primer,

$$[M] \equiv a + 1 = 0; a = -1$$

$$[t] \equiv -b - 3 = 0; b = -3$$

$$[L] \equiv -3a + b + c + 2 = 0; c = -2$$

Lalu didapatkan untuk grup tak berdimensi 1 (Π_1)

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

Metode yang sama digunakan untuk mengetahui persamaan dimensi untuk grup tak berdimensi (Π) lainnya hingga ditemukan ($n - m$) grup tak berdimensi.

$$\Pi_2 = \rho^a U^b D^c \mu = \frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}$$

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

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

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

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

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

$$\Pi_8 = \frac{h}{D}$$

$$\Pi_9 = \frac{H}{D}$$

$$\Pi_{10} = \frac{\omega \cdot D}{U}$$

Berdasarkan penentuan persamaan dimensi di atas (Π) didapatkan grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\Pi_1 = \text{Coefficient of Power (CoP)}$$

$$\Pi_2 = \text{bilangan Reynolds (Re)}$$

$$\Pi_3 = \text{rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius}$$

Π_4 = rasio diameter poros turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_5 = rasio jarak antara silinder sirkular terhadap sisi samping *advancing blade* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_6 = rasio jarak antara silinder sirkular di depan *returning blade* terhadap pusat *returning blade* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_7 = rasio tebal sudu turbin angin Savonius terhadap diameter sudu turbin angin Savonius

Π_8 = rasio tinggi silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_9 = rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_{10} = *tip speed ratio* (λ)

Sehingga didapatkan hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9, \Pi_{10}) \dots\dots\dots(3.2)$$

$$\frac{P}{\rho \cdot D^2 \cdot U^3} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{x}{D}, \frac{h}{D}, \frac{H}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U} \right) \dots\dots\dots (3.3)$$

Pada penelitian ini, grup tak berdimensi $\frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{x}{D}, \frac{h}{D}, \frac{H}{D}$ merupakan parameter tetap, sedangkan grup tak berdimensi $\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U}$ dilakukan variasi untuk mengetahui pengaruh terhadap nilai *Coefficient of Power* (C_p) pada turbin angin Savonius. Maka persamaan 3.3 menjadi persamaan 3.4 seperti berikut :

$$\frac{P}{\rho \cdot D^2 \cdot U^3} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U} \right) \dots\dots\dots (3.4)$$

Persamaan 3.5 dapat dinyatakan dalam fungsi pada persamaan 3.5 seperti berikut :

$$C_p = f_3 \left(Re, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, TSR(\lambda) \right) \dots\dots\dots (3.5)$$

Pada penelitian ini, digunakan satu nilai $Y/D = 1,51$, serta satu nilai $S/D = 1,51$. Maka persamaan 3.5 menjadi pada persamaan 3.6 berikut :

$$C_p = f_4(Re, TSR(\lambda)) \dots\dots\dots (3.6)$$

3.2.2. Analisa Dimensi Coefficient of Moment (Cm)

Berikut adalah tahapan analisis dimensi untuk Cm dengan menggunakan metode Buckingham – Phi Theorem.

1. Menentukan dimensi parameter yang mempengaruhi torsi dinamis

$$T_D = f(\rho, U, \mu, D, d, b, Y, S, x, h, H, \omega) \dots\dots\dots (3.7)$$

Dimana,

Jumlah parameter (n) = 13

T_D = Moment turbin angin Savonius ($\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$)

ρ = Densitas fluida (kg/m^3)

U = Kecepatan upstream fluida (m/s)

μ = Dynamic Viscosity fluida ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)

D = Diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d = Diameter silinder sirkular (m)

b = Diameter poros rotor turbin angin Savonius (m)

Y = Jarak silinder sirkular dengan sisi samping advancing blade (m)

S = Jarak silinder sirkular dengan depan returning blade (m)

x = Ketebalan sudu (m)

h = Ketinggian silinder sirkular (m)

H = Ketinggian turbin angin Savonius (m)

ω = Kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

2. Menentukan dimensi primer

Pada penelitian ini digunakan dimensi primer berupa [M], [L], [t].

3. Menetapkan daftar dimensi parameter dalam bentuk dimensi primer seperti pada tabel 3.2.

Tabel 3. 2 Dimensi Parameter Mempengaruhi Torsi Dinamis

Parameter	T_D	ρ	U	μ	D	d	b	Y	S	x	h	H	ω
Dimensi	$\frac{[M][L]^2}{[t]^2}$	$\frac{[M]}{[L]^3}$	$\frac{[L]}{[t]}$	$\frac{[M]}{[L][t]}$	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	[L]	$\frac{1}{[t]}$

Di mana, terdapat dimensi primer (r) sebanyak 3.

4. Menetapkan satu set parameter *dimensional* berulang sebanyak r yang mencakup semua dimensi utama

- parameter ρ , U , dan D sebagai parameter berulang, sehingga $m = r = 3$ parameter berulang.

5. Menetapkan persamaan *dimensional*, menggabungkan parameter yang ditetapkan pada tahapan 4 dengan setiap parameter lainnya, untuk menghasilkan grup tak berdimensi

- Terdapat $n - m$ grup tak berdimensi, sehingga pada penelitian ini terdapat $13 - 3 = 10$ grup tak berdimensi.

$$\Pi_1 = \rho^a U^b D^c T_D, \text{ di mana } \left(\frac{[M]}{[L]^3}\right)^a \left(\frac{[L]}{[t]}\right)^b [L]^c \left(\frac{[M][L]^2}{[t]^2}\right) = M^0 L^0 t^0$$

Sehingga pada dimensi primer,

$$[M] \equiv a + 1 = 0; a = -1$$

$$[t] \equiv -b - 3 = 0; b = -2$$

$$[L] \equiv -3a + b + c + 2 = 0; c = -3$$

Lalu didapatkan untuk grup tak berdimensi 1 (Π_1)

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

Metode yang sama digunakan untuk mengetahui persamaan dimensi untuk grup tak berdimensi (Π) lainnya hingga ditemukan ($n - m$) grup tak berdimensi.

$$\Pi_2 = \rho^a U^b D^c \mu = \frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}$$

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

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

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

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

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

$$\Pi_8 = \frac{h}{D}$$

$$\Pi_9 = \frac{H}{D}$$

$$\Pi_{10} = \frac{\omega \cdot D}{U}$$

Berdasarkan penentuan persamaan dimensi di atas (Π) didapatkan grup tak berdimensi sebagai berikut :

Π_1 = *Coefficient of Moment* (Cm)

Π_2 = bilangan Reynolds (Re)

Π_3 = rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_4 = rasio diameter poros turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_5 = rasio jarak antara silinder sirkular terhadap sisi samping *advancing blade* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_6 = rasio jarak antara silinder sirkular di depan *returning blade* terhadap pusat *returning blade* dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_7 = rasio tebal sudu turbin angin Savonius terhadap diameter sudu turbin angin Savonius

Π_8 = rasio tinggi silinder sirkular dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_9 = rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius

Π_{10} = *tip speed ratio* (λ)

Sehingga didapatkan hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

$$\Pi_1 = f(\Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9, \Pi_{10}) \dots\dots\dots(3.8)$$

$$\frac{T_D}{\rho \cdot U^2 \cdot D^3} = f_5 \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{x}{D}, \frac{h}{D}, \frac{H}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U} \right) \dots\dots\dots (3.9)$$

Pada penelitian ini, grup tak berdimensi $\frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{x}{D}, \frac{h}{D}, \frac{H}{D}$ merupakan parameter tetap, sedangkan grup tak berdimensi $\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U}$ dilakukan variasi untuk mengetahui pengaruh terhadap nilai *Coefficient of Moment* (C_M) pada turbin angin Savonius. Maka persamaan 3.9 menjadi persamaan 3.10 seperti berikut :

$$\frac{T_D}{\rho \cdot U^2 \cdot D^3} = f_6 \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D \cdot U}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega \cdot D}{U} \right) \dots\dots\dots (3.10)$$

Persamaan 3.10 dapat dinyatakan seperti pada persamaan 3.11 berikut :

$$C_M = f_7 \left(Re, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, TSR(\lambda) \right) \dots\dots\dots (3.11)$$

Pada penelitian ini, digunakan satu nilai $Y/D = 1,51$, serta satu nilai $S/D = 1,51$. Maka persamaan 3.11 menjadi persamaan 3.12 seperti berikut :

$$C_M = f_8 (Re, TSR(\lambda)) \dots\dots\dots (3.12)$$

3.3 Peralatan Penelitian

Pada penelitian ini digunakan beberapa peralatan untuk menunjang pengambilan data selama eksperimen. Peralatan yang digunakan antara lain sebagai berikut.

3.3.1. Turbin Angin Savonius

Dalam penelitian ini, benda uji yang digunakan untuk analisa adalah turbin angin Savonius. Pada gambar 3.3 menunjukkan turbin angin Savonius yang akan digunakan pada penelitian ini. Adapun spesifikasi dan material dari turbin angin Savonius yang digunakan dapat dilihat pada tabel 3.3.



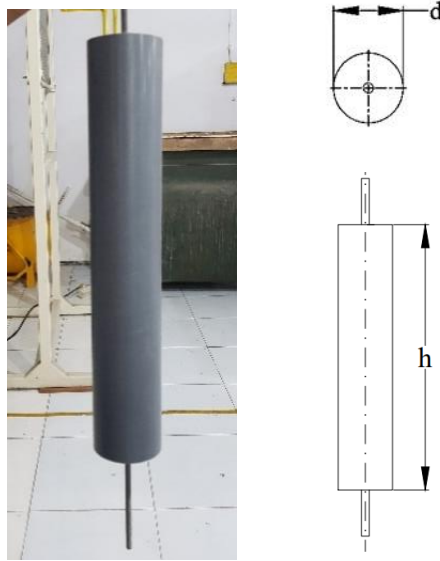
Gambar 3. 3 Turbin Angin Savonius

Tabel 3. 3 Spesifikasi Dimensi dan Material Turbin Angin Savonius

Spesifikasi Dimensi Turbin Angin Savonius	
Diameter sudu (D)	165.2 mm
Tinggi turbin (H)	295 mm
Diameter poros	19 mm
Tebal sudu turbin (x)	4 mm
Diameter rotor turbin (L)	305.4 mm
Diameter <i>end plates</i>	333.7 mm
Tebal <i>end plates</i>	1 mm
Material Turbin Angin Savonius	
Sudu Turbin	Pipa PVC
<i>Endplates</i>	Aluminium Cladding 2024

3.3.2. Silinder Sirkular

Silinder sirkular pada penelitian ini digunakan sebagai peralatan yang akan dianalisis pengaruh dipasangnya silinder sirkular terhadap performa dari turbin angin Savonius. Silinder sirkular yang digunakan pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.4.



Gambar 3. 4 Silinder Sirkular

3.3.3. Axial Fan

Axial fan berfungsi sebagai sumber aliran udara. Pada penelitian ini, axial fan yang digunakan adalah tipe CKE SF-45 H seperti pada gambar 3.5 Adapun spesifikasi dari axial fan tipe CKE SF-45 H dapat dilihat pada tabel 3.4.



Gambar 3. 5 Axial Fan CKE SF – 45

Tabel 3. 4 Spesifikasi Axial Fan CKE SF – 45

Spesifikasi Axial Fan CKE SF – 45	
Diameter	450 mm
Active Voltage Input	220 – 240 Volt AC
Active Power Input	1800 Watt
Frekuensi	50 Hz
Airflow	125 m ³ /min
Speed	2800 RPM
Static Pressure	972 Pa
Phase	1

3.3.4. Voltage Regulator

Voltage regulator merupakan sebuah alat yang digunakan untuk mengatur besar kecilnya keluaran kecepatan aliran udara yang keluar dari axial fan dengan mengatur output tegangan yang dibutuhkan. Pada penelitian, volatge regulator yang digunakan adalah tipe TDGC2-3kVA seperti pada gambar 3.6 dengan spesifikasi yang tercantum pada tabel 3.5.



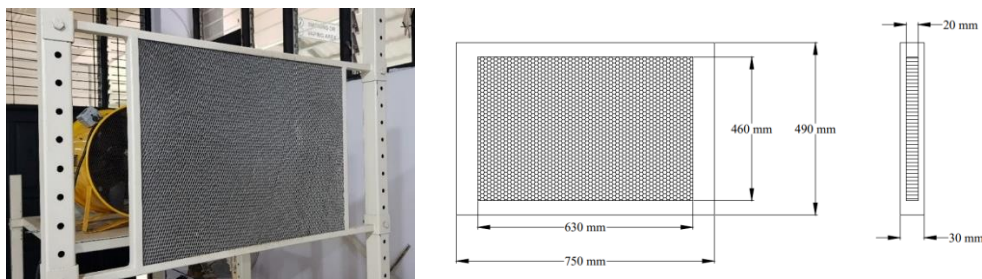
Gambar 3. 6 Voltage Regulator

Tabel 3. 5 Spesifikasi Voltage Regulator

<i>Spesifikasi Voltage Regulator TDGC2 – 3KVA</i>	
<i>Voltage Input</i>	110/220 Volt AC
<i>Voltage Output</i>	0 – 250 Volt AC 1 Phase
<i>Power Input</i>	3000 Watt
<i>Phase</i>	1
Frekuensi	50 – 60 Hz
<i>I max</i>	4.8 A / 12 A
Kapasitas	3 K Volt – Ampere

3.3.5. Honeycomb

Honeycomb merupakan alat yang digunakan untuk membuat aliran angin yang berasal dari axial fan menjadi aliran angin yang uniform. Pada gambar 3.7 menunjukkan skema dan honeycomb yang digunakan pada penelitian. Spesifikasi dari honeycomb dapat dilihat pada tabel 3.6.



Gambar 3. 7 Honeycomb

Tabel 3. 6 Spesifikasi Honeycomb

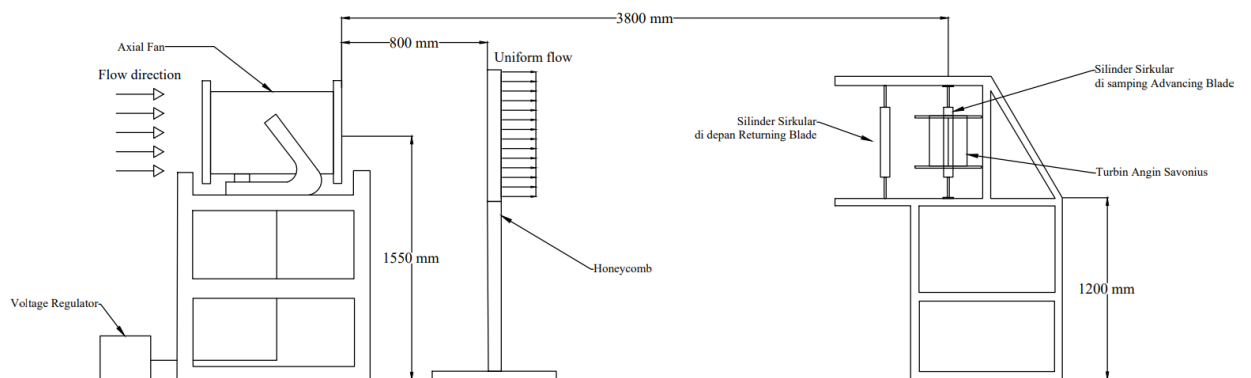
Spesifikasi <i>Honeycomb</i>	
Panjang Sisi <i>Honeycomb</i>	630 mm
Panjang Sisi <i>Frame</i>	750 mm
Lebar Sisi <i>Honeycomb</i>	460 mm
Lebar Sisi <i>Frame</i>	490 mm
Tebal <i>Honeycomb</i>	20 mm
Tebal <i>Frame</i>	30 mm
Ukuran <i>Meshing</i>	0,0248 lubang/mm ²

3.3.6. Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini, digunakannya dudukan sebagai tempat dipasangnya turbin angin Savonius serta silinder sirkular sesuai dengan konfigurasi dilakukannya penelitian ini. Adapun skema dari penyangga turbin angin Savonius dapat dilihat pada gambar 3.8 serta ilustrasi skema instalasi penelitian dapat dilihat pada gambar 3.9.



Gambar 3. 8 Penyangga Turbin Angin Savonius



Gambar 3. 9 Skema instalasi penelitian

3.4 Alat Ukur pada Penelitian

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk menunjang pengambilan data selama eksperimen. Alat ukur yang digunakan antara lain sebagai berikut.

3.4.1. Anemometer

Anemometer merupakan sebuah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Selain untuk mengukur kecepatan angin, anemometer dapat digunakan untuk mengukur temperatur udara. Pada penelitian ini anemometer yang digunakan adalah anemometer OMEGA HHF141 yang ditunjukkan pada gambar 3.10 dengan spesifikasi yang dicantumkan pada tabel 3.7.



Gambar 3. 10 Anemometer OMEGA HHF141

Tabel 3. 7 Spesifikasi Anemometer OMEGA HHF141

SPESIFIKASI	
Range	300 to 6800 fpm
Accuracy	\pm 1,0% of reading
	\pm 1 digit
Resolution	1,0 fpm or 0,01 mps
Display	5-digit, LCD with LED backlight
Operating Temperature	
Instrument	0 to 50°C (32 to 125°F)
Probe	-20 to 100°C (-4 to 212°F)
Power Supply	3 AA alkaline
Dimensions	
Instrument	165 x 83 x 38 mm
HHF140A	25 mm
Cable	1,5 m
Outputs	USB or 0 to 5 Vdc

3.4.2. Torquemeter

Torque meter merupakan alat yang digunakan untuk mengukur torsi statis dari suatu poros. Pada penelitian ini, torque meter yang digunakan adalah torque meter LUTRON TQ-8800 yang ditunjukkan pada gambar 3.11 Spesifikasi dari torque meter LUTRON TQ-8800 dapat dilihat pada tabel 3.8.



Gambar 3. 11 Torque Meter LUTRON TQ-8800

Tabel 3. 8 Spesifikasi Torque Meter LUTRON TQ-8800

Spesifikasi Torque Meter LUTRON TQ-8800				
Display unit/resolution				
Unit	Max range	High resolution	Low resolution	Overload protection range
kg-cm	15	0,01	0,1	22,5 max
lb-inch	12,99	0,01	0,1	19,53 max
N-cm	147,1	0,1	1	220,1 max

3.4.3. Tachometer

Tachometer merupakan sebuah alat untuk mengukur kecepatan putaran dari sebuah objek yang berputar. Pada penelitian ini, tachometer digunakan untuk mengukur kecepatan putar poros turbin angin Savonius. Tachometer yang digunakan adalah tachometer OMEGA HHT12 yang ditunjukkan oleh gambar 3.12 dengan spesifikasi yang ditulis pada tabel 3.9.



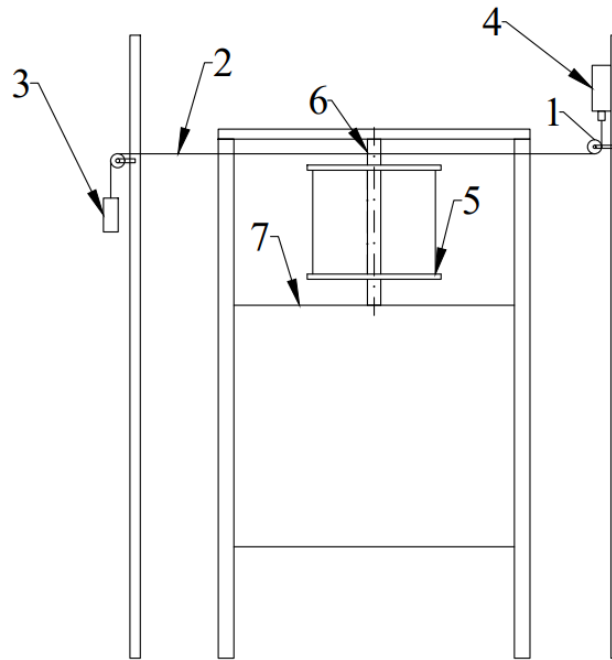
Gambar 3. 12 Tachometer OMEGA HHT12

Tabel 3. 9 Spesifikasi Tachometer OMEGA HHT12

Spesifikasi tachometer OMEGA HHT12	
Range	5 to 99.999 rpm
Accuracy	0,01% of reading or ± 1 digit
Resolution	0,001 to 1,0 rpm
Display	5-digit alphanumeric LCD
Memory	Max, min and last
Power	2 "AA" 1,5 V DC batteries
Environmental	5 to 40°C

3.4.4. Brake Dynamometer

Brake dynamometer merupakan sebuah alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi dinamis pada putaran suatu objek yang diuji. Pada sistem brake dynamometer hasil yang didapatkan berasal dari perhitungan selisih antara massa pemberat dengan nilai yang dibaca pada neraca pegas. Pada gambar 3.13 menunjukkan skema instalasi brake dynamometer.



Gambar 3. 13 Skema Instalasi Brake Dynamometer

dimana :

- 1 : Pulley
- 2 : Benang Nilon
- 3 : Anak Timbangan
- 4 : Neraca Pegas
- 5 : Turbin Angin Savonius
- 6 : Poros Turbin Angin Savonius
- 7 : Penyangga Turbin Angin Savonius

3.4.5. Neraca Pegas

Neraca pegas merupakan alat yang digunakan sebagai membaca torsi yang diberikan oleh turbin angin Savonius. Pada penelitian ini, neraca pegas digunakan untuk mengukur nilai torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin dalam sistem brake dynamometer. Pada gambar 3.14 menunjukkan neraca pegas yang digunakan dengan spesifikasi yang ditulis pada tabel 3.10 Neraca pegas yang digunakan adalah neraca pegas NAGATA C-5.



Gambar 3. 14 Neraca Pegas NAGATA C-5

Tabel 3. 10 Spesifikasi Neraca Pegas

Spesifikasi Timbangan Digital SF-400	
Kapasitas maksimal	3 kg
Ketelitian	10 gr

3.4.6. Beban Pemberat

Beban pemberat merupakan alat yang digunakan sebagai pemberat untuk membebani pada brake dynamometer. Pada penelitian ini beban pemberat yang digunakan adalah beban pemberat NKH tipe M1 seperti pada gambar 3.15 Spesifikasi dari beban pemberat dapat dilihat pada tabel 3.11.



Gambar 3. 15 Beban Pemberat NKH tipe M1

3.4.7. Timbangan Digital

Timbangan digital merupakan alat yang digunakan untuk mengukur berat atau massa suatu benda. Pada penelitian ini timbangan digital digunakan untuk mengukur beban pemberat yang digunakan untuk membebani brake dynamometer. Timbangan digital yang digunakan pada penelitian ini adalah timbangan SF – 400 yang ditunjukkan pada gambar 3.16 Spesifikasi dari timbangan SF – 400 dapat dilihat pada tabel 3.11.



Gambar 3. 16 Timbangan SF - 400

Tabel 3. 11 Spesifikasi Timbangan SF – 400

Spesifikasi Timbangan Digital SF-400	
Kapasitas maksimal	10 kg
Ketelitian	1 gr
Mode	gram dan oz

3.5 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini, dibutuhkan beberapa langkah prosedur yang harus dilakukan untuk pengambilan data. Adapun prosedur yang harus dilakukan adalah sebagai berikut.

3.5.1. Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Dinamis

Berikut tahapan yang dilakukan dalam pengambilan data putaran serta torsi dinamis pada studi eksperimen ini,

1. Peralatan dan benda uji yang digunakan dipersiapkan untuk pengambilan data.
2. Peralatan serta benda uji yang digunakan diatur sesuai skema penelitian.
3. *Axial fan* dinyalakan, kemudian diaturnya tegangan *input* ke *axial fan* melalui pengaturan nilai voltase menggunakan *voltage regulator*, sehingga didapatkan kecepatan aliran udara yang dibutuhkan.
4. Pengukuran temperatur aliran dilakukan.
5. Kecepatan angin diukur dengan *anemometer*, sehingga diperoleh kecepatan angin yang terbaca oleh alat sebesar 4 m/s.
6. Setelah kecepatan angin yang didapatkan sudah dalam kondisi *steady*, dilakukan pengukuran terhadap kecepatan putaran poros turbin angin Savonius tanpa massa pemberat dan tanpa konfigurasi silinder sirkular dengan *tachometer*.

7. Dilakukan pengukuran torsi dinamis dengan *brake dynamometer* untuk didapatkannya daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius melalui tahapan berikut :
 - a. Diberikannya massa pemberat yang terhubung dengan neraca pegas, yang ditambah dengan massa keranjang (m_k) sebesar 20 gram.
 - b. Dilakukan pengukuran massa yang terbaca pada neraca pegas.
 - c. Dilakukan pengukuran putaran turbin angin Savonius dengan *tachometer*.
 - d. Kalkulasi nilai dari torsi dinamis yang diperoleh melalui selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang dihasilkan neraca pegas, lalu dikalikan dengan jari – jari poros turbin angin Savonius.
 - e. Diperlukan pengulangan tahapan 7a hingga 7d dengan penambahan massa pemberat hingga turbin angin Savonius berhenti berputar.
8. *Axial fan* dimatikan.
9. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 8 dengan divariasikannya kecepatan angin *upstream* pada *axial fan* dilanjutkan untuk 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s.
10. Pengambilan data untuk konfigurasi pertama dilakukan dengan peletakkan silinder sirkular dengan ukuran rasio (d/D) = 0.5 di samping *advancing blade* pada rasio posisi silinder sirkular (Y/D) = 1,51 terhadap pusat *advancing blade*.
11. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 9 pada konfigurasi pertama, dengan juga diolahnya data yang didapatkan melalui pengambilan data pada konfigurasi pertama (kecepatan sudut, dan torsi dinamis).
12. Pengambilan data untuk konfigurasi kedua dilakukan dengan peletakkan silinder sirkular dengan rasio (d/D) = 0.5 di samping *advancing blade* pada rasio posisi silinder sirkular (Y/D) = 1,51 terhadap pusat *advancing blade*, serta diletakkannya silinder sirkular dengan rasio (d/D) = 0.5 di depan *returning blade* pada rasio posisi silinder sirkular dengan pusat *returning blade* (S/D) = 1,51.
13. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 9 pada konfigurasi kedua, dengan juga diolahnya data yang didapatkan melalui pengambilan data pada konfigurasi pertama (kecepatan sudut, dan torsi dinamis).
14. Hasil yang didapatkan dibandingkan antara turbin angin Savonius konvensional, dengan konfigurasi pertama serta konfigurasi kedua.

3.5.2. Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis

Berikut tahapan yang dilakukan dalam pengambilan data torsi statis pada studi eksperimen ini,

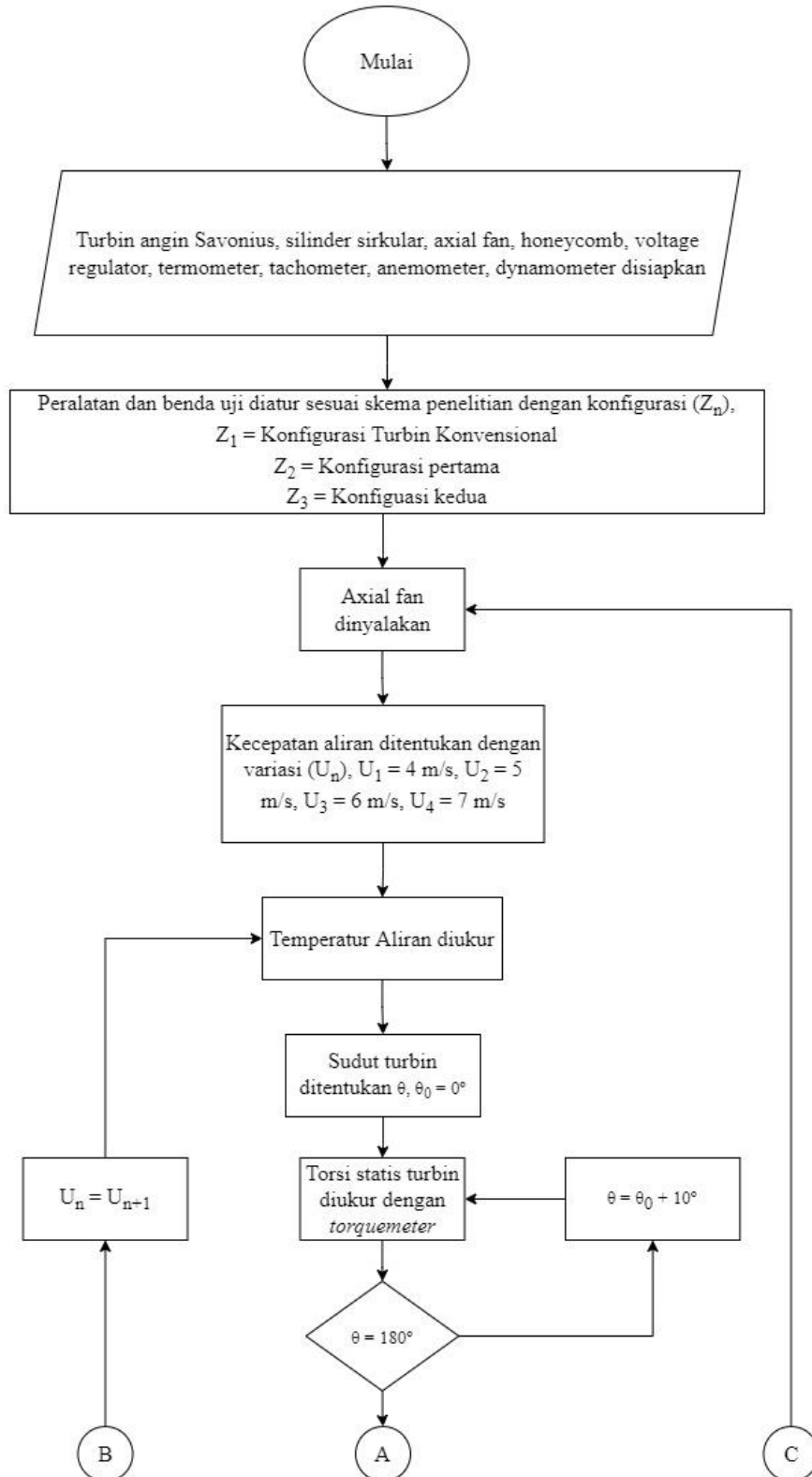
1. Peralatan dan benda uji yang digunakan dipersiapkan untuk pengambilan data.
2. Peralatan serta benda uji yang digunakan diatur sesuai dengan skema penelitian.
3. Posisi turbin angin Savonius diatur pada kondisi variasi sudut 0° .
4. *Axial fan* dinyalakan, kemudian diurnya tegangan *input* ke *axial fan* melalui pengaturan nilai voltase menggunakan *voltage regulator*, sehingga didapatkan kecepatan aliran udara yang dibutuhkan.
5. Pengukuran temperatur aliran dilakukan.
6. Kecepatan angin diukur dengan *anemometer*, sehingga diperoleh kecepatan angin yang terbaca oleh alat sebesar 4 m/s.
7. Setelah kecepatan angin yang didapatkan sudah dalam kondisi *steady*, lalu dilakukan pengukuran terhadap torsi statis dengan *torquemeter*.
8. *Axial fan* dimatikan.

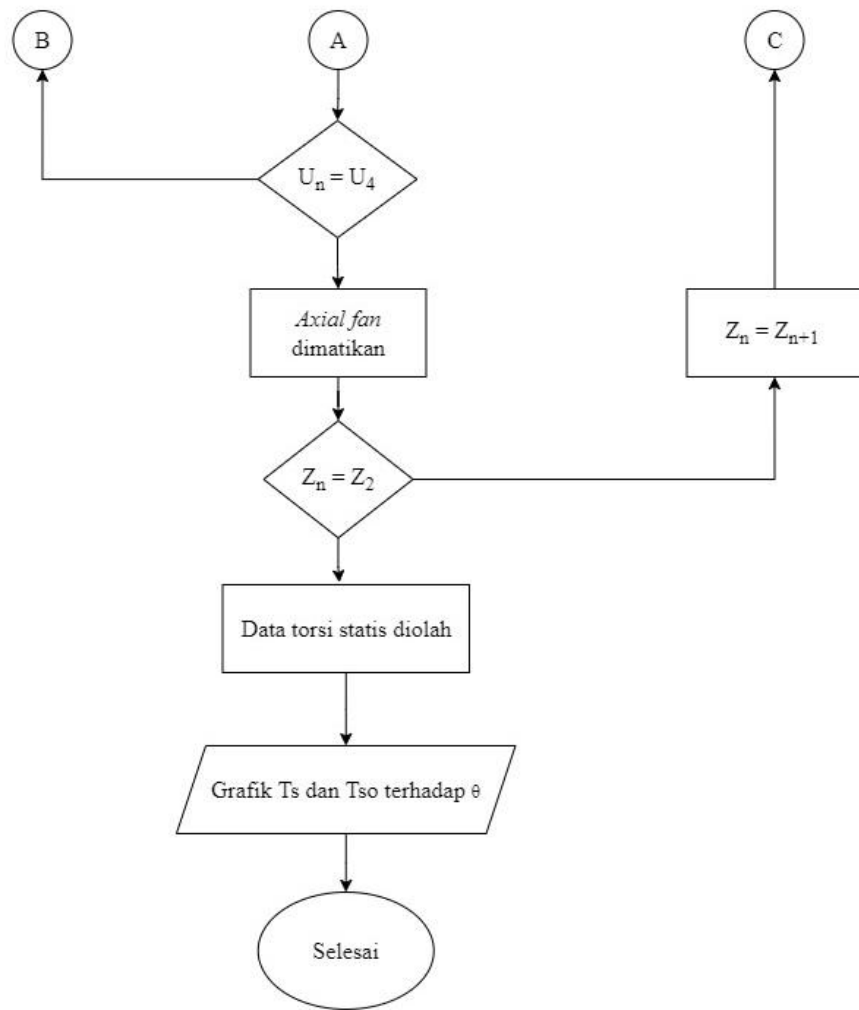
9. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 8 dengan divariasikannya posisi sudut turbin angin Savonius hingga 180° dengan peningkatan 10° dalam setiap pengulangan pada kecepatan angin yang sama.
10. Diperlukan pengulangan pada tahapan 3 hingga 9 dengan divariasikannya kecepatan angin *upstream* pada *axial fan* dilanjutkan untuk 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s.
11. Pengambilan data untuk konfigurasi pertama dilakukan dengan peletakkan silinder sirkular dengan ukuran rasio $(d/D) = 0.5$ di samping *advancing blade* pada rasio posisi silinder sirkular $(Y/D) = 1,51$ terhadap pusat *advancing blade*.
12. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 10 pada konfigurasi pertama, dengan juga diolahnya data yang didapatkan melalui pengambilan data pada konfigurasi pertama (torsi statis).
13. Pengambilan data untuk konfigurasi kedua dilakukan dengan peletakkan silinder sirkular dengan rasio $(d/D) = 0.5$ di samping *advancing blade* pada rasio posisi silinder sirkular $(Y/D) = 1,51$ terhadap pusat *advancing blade*, serta diletakannya silinder sirkular dengan rasio $(d/D) = 0.5$ di depan *returning blade* pada rasio posisi silinder sirkular dengan pusat *returning blade* $(S/D) = 1,51$.
14. Dilakukannya pengulangan pada tahapan 3 hingga 10 pada konfigurasi kedua, dengan juga diolahnya data yang didapatkan melalui pengambilan data pada konfigurasi pertama (torsi statis).
15. Hasil yang didapatkan dibandingkan antara turbin angin Savonius konvensional, dengan konfigurasi pertama serta konfigurasi kedua.

3.6 Flowchart Penelitian

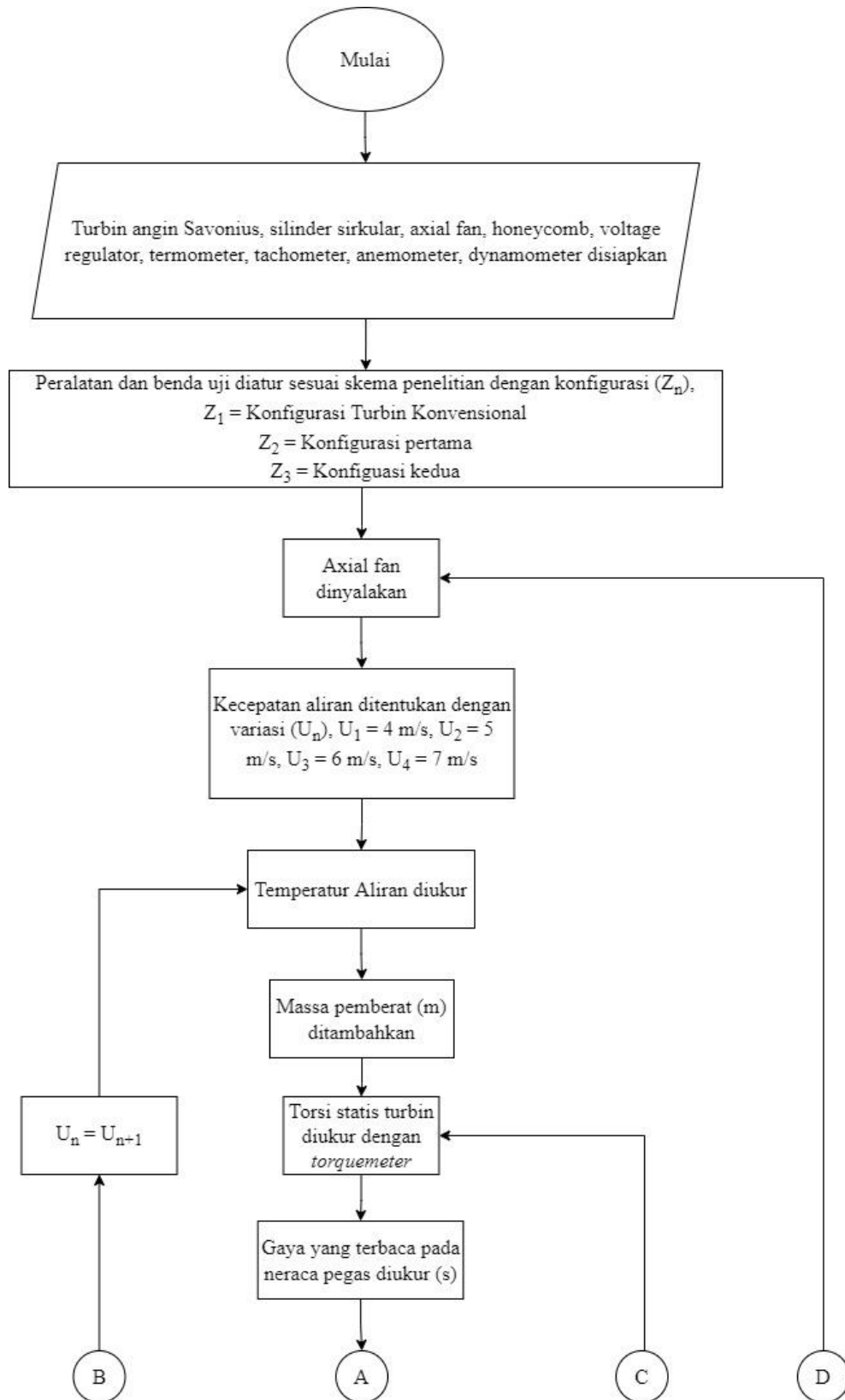
Prosedur pengambilan data pada penelitian ini dapat digambarkan melalui *flowchart* sebagai berikut :

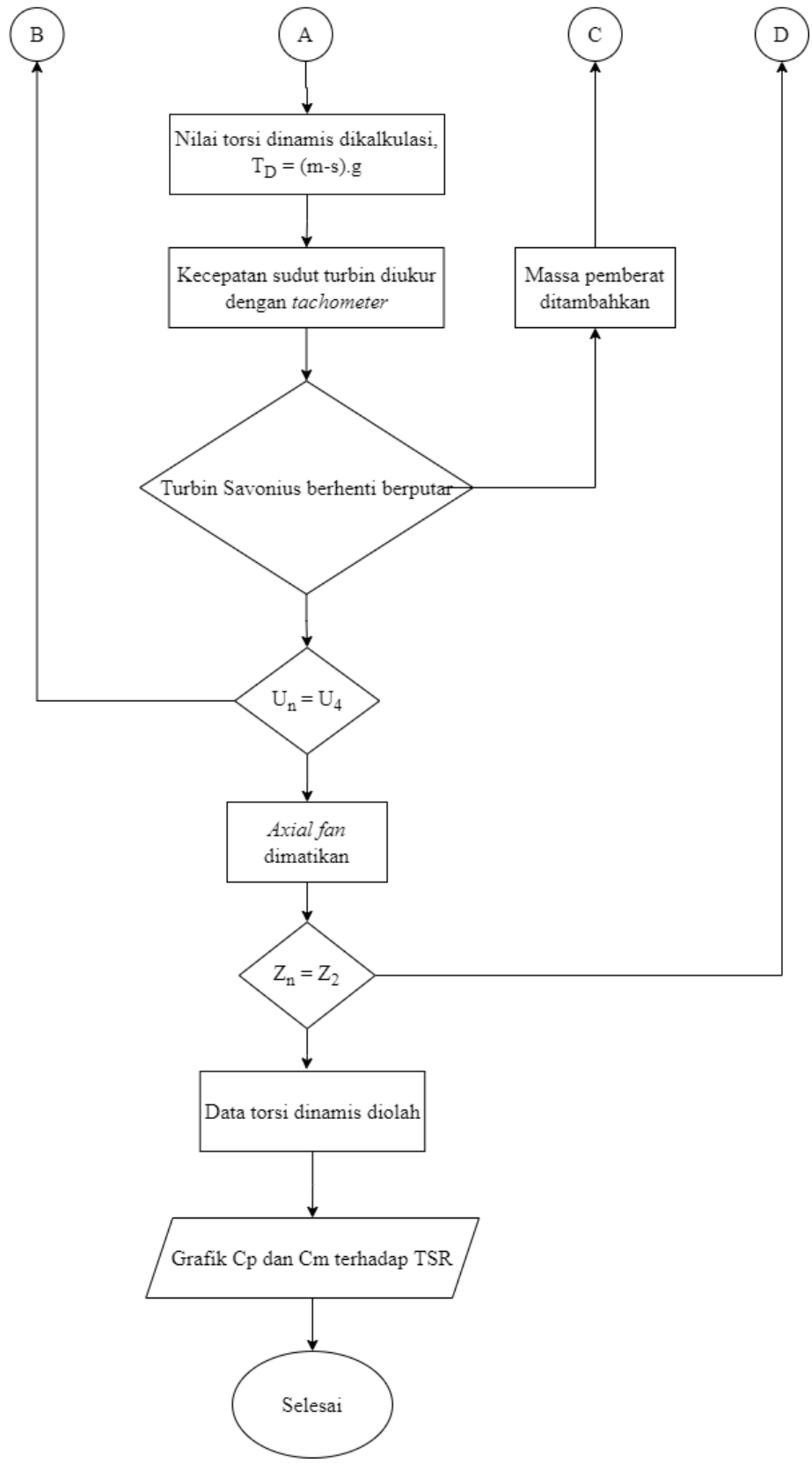
3.6.1. Flowchart Torsi Statis





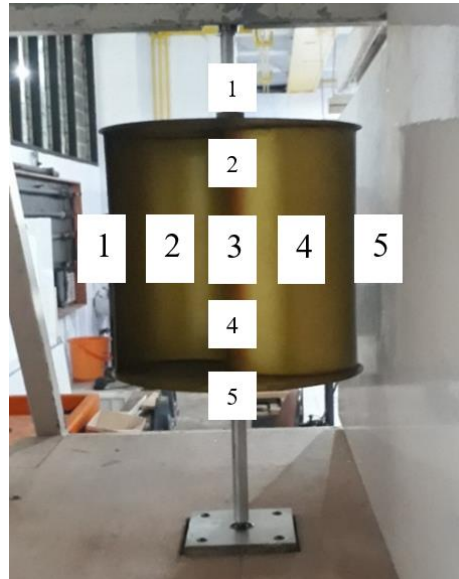
3.6.2. Flowchart Torsi Dinamis



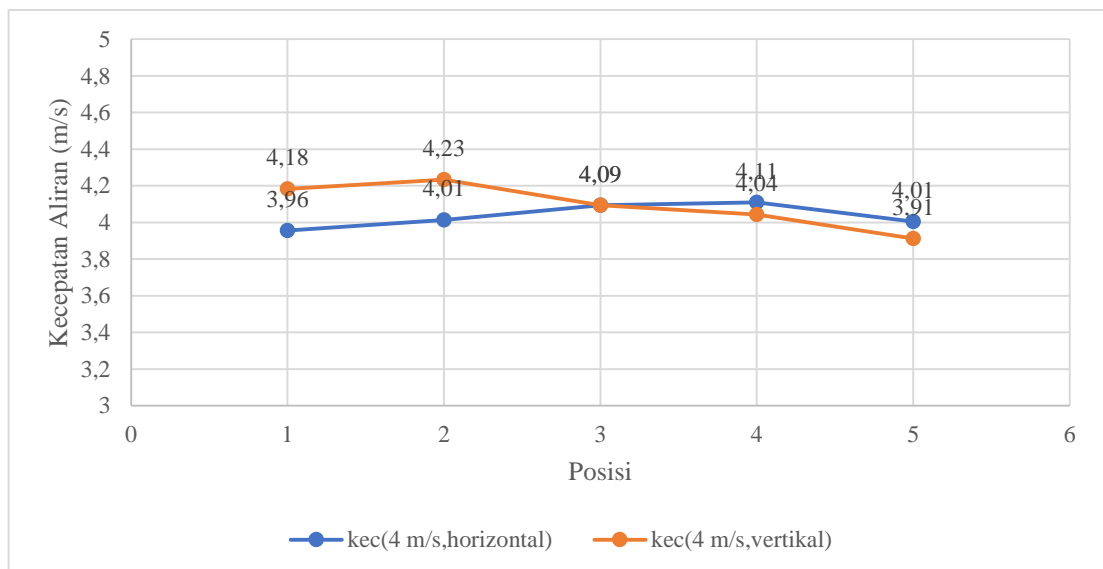


3.7 Uji Uniformity

Salah satu batasan masalah yang terdapa didalam penelitian ini ialah aliran udara mengalir dalam keadaan *uniform flow* pada bagian *upstream* turbin angin Savonius. *Uniform flow* didapatkan dengan cara dipasangnya *honeycomb* di depan *axial fan*. Untuk memastikan aliran angin telah menjadi *uniform flow*, maka dilakukan uji *uniformity*. Uji *uniformity* dilakukan dengan cara mengukur kecepatan angin dengan kecepatan 4 m/s hingga 7 m/s di 9 titik depan turbin angin Savonius dengan jarak 755 mm di depan turbin terhadap pusat rotor dengan seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.17.



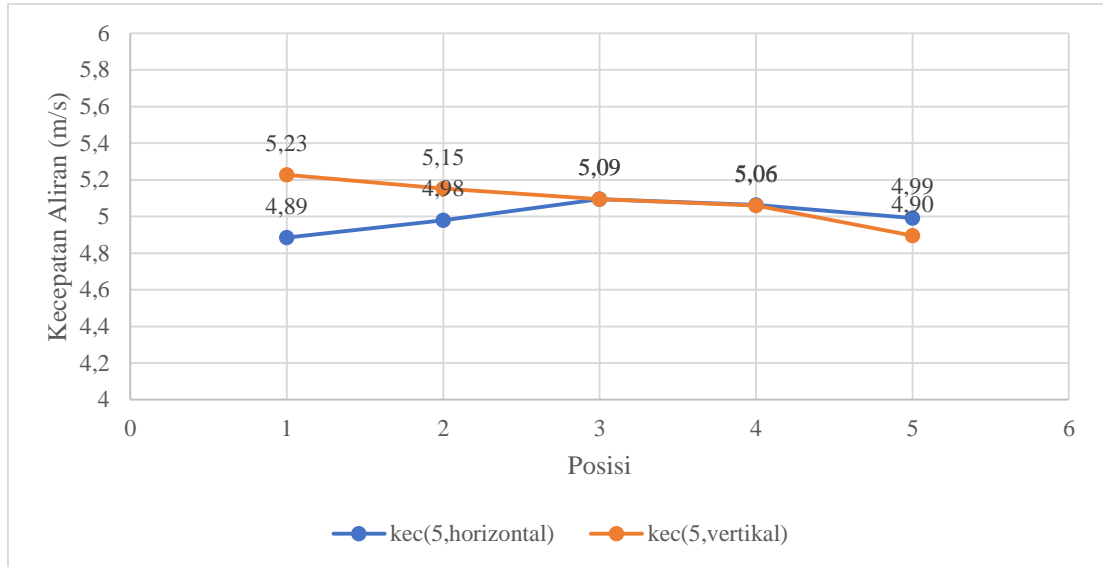
Gambar 3. 17 Skema Posisi dilakukan Pengukuran Uji Uniformity



Gambar 3. 18 Grafik hasil Uji Uniformity kecepatan 4 m/s

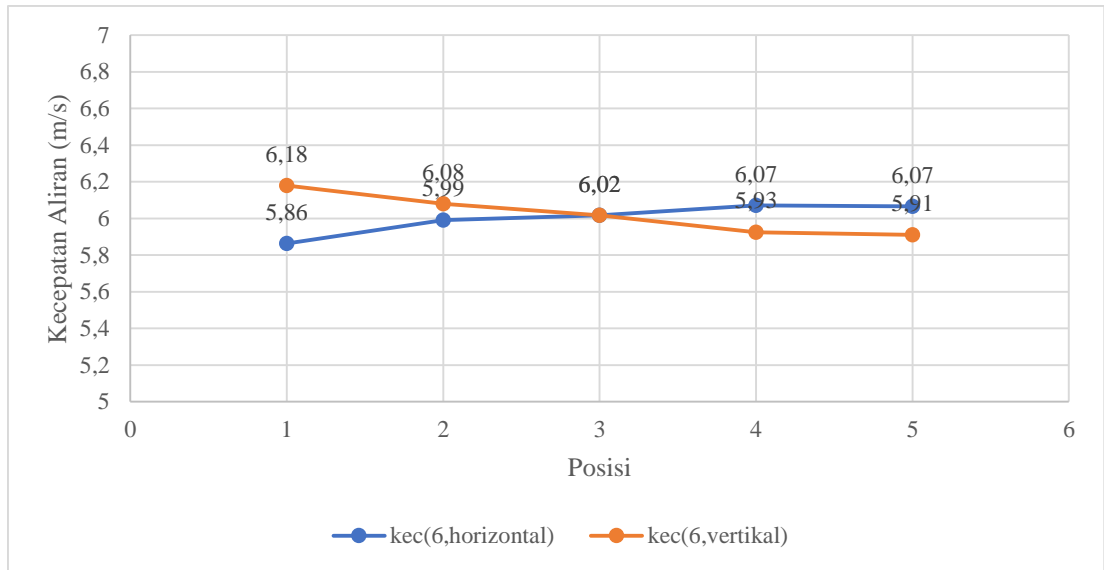
Berdasarkan gambar 3.18 dapat dilihat bahwa variasi nilai kecepatan aliran berada dalam 10% *error* yaitu 3,6 – 4,4 m/s dari kecepatan yang diharapkan sebesar 4 m/s dimana untuk kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis horizontal masing-masing

sebesar 4,18 m/s, 4,23 m/s, 4,09 m/s, 4,04 m/s dan 3,91 m/s serta kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis vertikal masing-masing sebesar 3,96 m/s, 4,01 m/s, 4,09 m/s, 4,11 m/s dan 4,01 m/s. Sehingga penelitian ini dapat dilakukan dengan batasan masalah berupa aliran *uniform*.



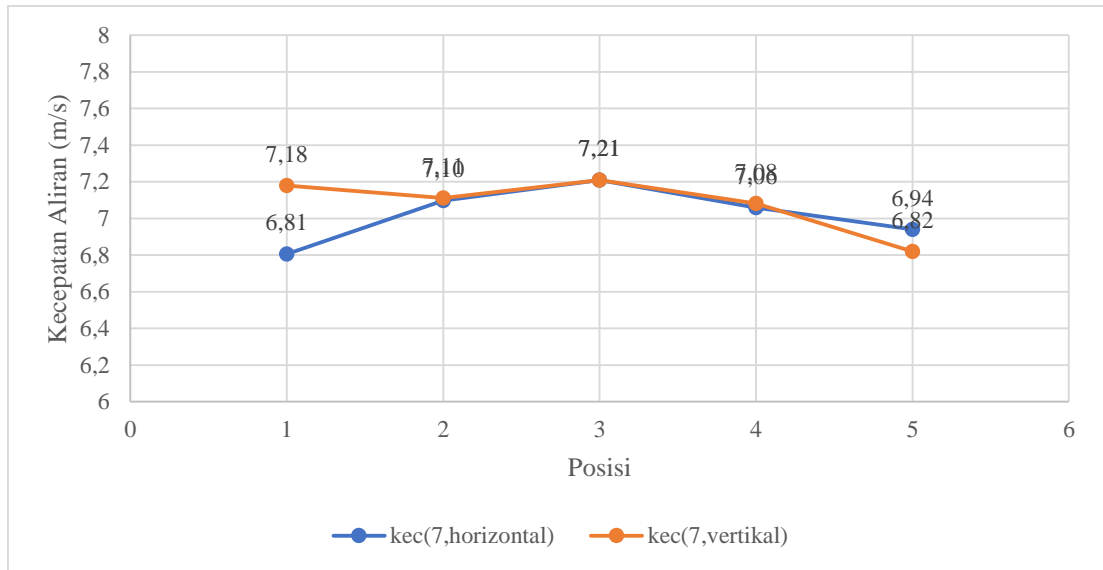
Gambar 3. 19 Grafik hasil Uji *Uniformity* kecepatan 5 m/s

Berdasarkan gambar 3.19 dapat dilihat bahwa variasi nilai kecepatan aliran berada dalam 10% *error* yaitu 4,5 – 5,5 m/s dari kecepatan yang diharapkan sebesar 5 m/s dimana untuk kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis horizontal masing-masing sebesar 4,89 m/s, 4,98 m/s, 5,09 m/s, 5,06 m/s dan 4,99 m/s serta kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis vertikal masing-masing sebesar 5,23 m/s, 5,25 m/s, 5,09 m/s, 5,06 m/s dan 4,90 m/s. Sehingga penelitian ini dapat dilakukan dengan batasan masalah berupa aliran *uniform*.



Gambar 3. 20 Grafik hasil Uji *Uniformity* kecepatan 6 m/s

Berdasarkan gambar 3.20 dapat dilihat bahwa variasi nilai kecepatan aliran berada dalam 10% *error* yaitu 5,4 – 6,6 m/s dari kecepatan yang diharapkan sebesar 6 m/s dimana untuk kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis horizontal masing-masing sebesar 5,86 m/s, 5,99 m/s, 6,02 m/s, 6,07 m/s dan 6,07 m/s serta kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis vertikal masing-masing sebesar 6,18 m/s, 6,08 m/s, 6,02 m/s, 6,07 m/s dan 6,07 m/s. Sehingga penelitian ini dapat dilakukan dengan batasan masalah berupa aliran *uniform*.



Gambar 3. 21 Grafik hasil Uji *Uniformity* kecepatan 7 m/s

Berdasarkan gambar 3.21 dapat dilihat bahwa variasi nilai kecepatan aliran berada dalam 10% *error* yaitu 6,3 – 7,7 m/s dari kecepatan yang diharapkan sebesar 7 m/s dimana untuk kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis horizontal masing-masing sebesar 7,18 m/s, 7,10 m/s, 7,21 m/s, 7,06 m/s dan 6,94 m/s serta kecepatan aliran pada lima titik sepanjang garis vertikal masing-masing sebesar 7,18 m/s, 7,11 m/s, 7,21 m/s, 7,08 m/s dan 6,82 m/s. Sehingga penelitian ini dapat dilakukan dengan batasan masalah berupa aliran *uniform*.

3.8 Perhitungan *Uncertainty*

Pada penelitian ini, perhitungan *uncertainty* perlu untuk dilakukan untuk mengetahui angka ketidakpastian suatu pengukuran sehingga dapat digunakan untuk mengukur validasi dan akurasi data. Perhitungan *uncertainty* dilakukan pada semua parameter. *Error* pada pengukuran dibedakan menjadi 2 tipe, yaitu *fixed error* dan *random error*. *Fixed error* memiliki nilai sama pada setiap pengukuran yang merupakan kesalahan karena alat atau kalibrasi alat ukur kurang tepat, sehingga error ini dapat diperbaiki. *Random error* adalah kesalahan yang nilainya berbeda pada setiap pengambilan data dan penyebabnya tidak dapat diketahui dengan pasti. Pada Analisis *uncertainty* ini dimaksudkan untuk menghitung nilai *random error* yang terjadi pada saat pembacaan alat ukur. Salah satu analisis perhitungan *uncertainty* ini dilakukan pada turbin angin Savonius konvensional pada kecepatan angin sebesar 7 m/s ketika nilai CoP maksimum. Berikut ini merupakan contoh perhitungan *uncertainty* pada CoP maksimum.

1. Perhitungan *Uncertainty* pada pembacaan *tip speed ratio* (λ)

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

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

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

$$u_{\lambda, \omega} = \frac{\delta \lambda_{\omega}}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_{\omega} = \frac{\omega}{\omega \cdot R \cdot U^{-1}} \cdot R \cdot U^{-1} \cdot u_{\omega} = u_{\omega}$$

$$u_{\lambda, R} = \frac{\delta \lambda_R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial R} u_R = \frac{R}{\omega \cdot R \cdot U^{-1}} \cdot \omega U^{-1} \cdot u_R = u_R$$

$$u_{\lambda, U} = \frac{\delta \lambda_U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial U} u_U = \frac{U}{\omega \cdot R \cdot U^{-1}} \cdot (-U^{-2}\omega R) u_U = -u_U$$

$$u_{\lambda} = \pm \{ [u_{\omega}]^2 + [u_R]^2 + [-u_U]^2 \}^{1/2}$$

$$u_{\lambda} = \pm \{ u_{\omega}^2 + u_R^2 + u_U^2 \}^{1/2}$$

Uncertainty pada pembacaan kecepatan sudut turbin angin Savonius (ω)

$$u_{\omega} = \pm [(u_n)^2]^{1/2} = u_n = \pm \frac{0,1}{27,86} = \pm 0,003$$

Uncertainty pada pembacaan jari-jari turbin angin Savonius (R)

$$u_R = \pm \frac{0,1}{152,7} = \pm 0,001$$

Uncertainty pada pembacaan kecepatan aliran udara (U)

$$u_U = \pm \frac{0,01}{7} = \pm 0,001$$

Sehingga, nilai *uncertainty tip speed ratio* sebesar

$$u_{\lambda} = \pm [u_{\omega}^2 + u_R^2 + u_U^2]^{1/2}$$

$$u_{\lambda} = \pm [0,003^2 + 0,001^2 + 0,001^2]^{1/2}$$

$$u_{\lambda} = \pm 0,0038$$

$$u_{\lambda} = \pm 0,38\%$$

2. Perhitungan *Uncertainty* pada Densitas (ρ)

$$\begin{aligned} \rho_1 \times T_1 &= C \\ \rho &= \frac{C}{T} = CT^{-1} \\ d\rho &= \frac{\partial \rho}{\partial T} dT \\ d\rho &= -T^{-2} dT \\ \frac{\partial \rho}{\partial T} &= -T^{-2} \\ u_{\rho,T} &= \frac{\partial \rho_T}{\rho} = \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} u_T = -u_T \\ u_\rho &= \pm [(-u_T)^2]^{1/2} \\ u_\rho &= \pm [u_T^2]^{1/2} \\ u_\rho &= \pm \left[\frac{0,1}{28,2} \right]^{1/2} \\ u_\rho &= \pm 0,0035 \\ u_\rho &= \pm 0,35\% \end{aligned}$$

3. Perhitungan *Uncertainty* pada Viskositas (μ)

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{b \times T^{\frac{3}{2}}}{S + T} \\ \frac{\partial \mu}{\partial T} &= \frac{\left(\frac{3}{2}T\right)^{\frac{1}{2}} \times b \times (S + T) - b \times T^{3/2}}{(S + T)^2} \\ u_{\mu,T} &= \frac{\partial \mu_T}{\mu} = \frac{T}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} u_T = \frac{T}{\mu} \frac{\left(\frac{3}{2}bT^{\frac{1}{2}} \times (S + T)\right) - bT^{\frac{3}{2}}}{(S + T)^2} u_T = \frac{\frac{3}{2}(S + T) - T}{S + T} u_T \\ u_\mu &= \pm \left[\left(\frac{\frac{3}{2}(S + T) - T}{S + T} u_T \right)^2 \right]^{1/2} \\ u_\mu &= \pm \left[\left(\frac{\frac{3}{2}(110,4 + (28,2 + 273,15)) - (28,2 + 273,15)}{110,4 + (28,2 + 273,15)} \times \frac{0,1}{28,2} \right)^2 \right]^{1/2} \\ u_\mu &= \pm 0,0027 \\ u_\mu &= \pm 0,27\% \end{aligned}$$

4. Perhitungan *Uncertainty* pada *Cross Sectional Area* (A)

$$A = L \times H$$

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

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

$$dA = H dL + L dH$$

$$u_{A,L} = \frac{\delta A_H}{A} = \frac{H}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial H} \cdot u_H = \frac{H}{(L \cdot H)} \cdot L \cdot u_H = u_H$$

Maka:

$$u_A = \pm \{[u_L]^2 + [u_H]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan Panjang karakteristik turbin (L)

$$u_L = \pm \frac{0,1}{305,4 \text{ mm}} = \pm 0,000033$$

- *Uncertainty* pada pembacaan tinggi turbin (H)

$$u_H = \pm \frac{0,1}{305,4 \text{ mm}} = \pm 0,000033$$

Kemudian nilai u_L dan u_H disubstitusikan pada persamaan sehingga perhitungan *uncertainty* pada perhitungan *cross sectional area* adalah sebagai berikut:

$$u_A = \pm \{[u_L]^2 + [u_H]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm \{2[0,000033]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm 0,000046$$

$$u_A = \pm 0,0046 \%$$

5. Perhitungan *Uncertainty* pada pembacaan bilangan Reynolds (u_{Re})

$$Re = \frac{\rho U L}{\mu} = \rho U L \mu^{-1}$$

$$dRe = \frac{\partial Re}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial Re}{\partial U} dU + \frac{\partial Re}{\partial L} dL + \frac{\partial Re}{\partial \mu} d\mu$$

$$dRe = U L \mu^{-1} d\rho + \rho L \mu^{-1} dU + \rho U \mu^{-1} dL + (-\rho U L \mu^{-2}) d\mu$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \rho} = U L \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial U} = \rho L \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial L} = \rho U \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \mu} = -\rho U L \mu^{-2}$$

$$u_{Re,\rho} = \frac{\partial Re_\rho}{Re} = \frac{\rho}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \rho} u_\rho = u_\rho$$

$$u_{Re,U} = \frac{\partial Re_U}{Re} = \frac{U}{Re} \frac{\partial Re}{\partial U} u_U = u_U$$

$$u_{Re,L} = \frac{\partial Re_L}{Re} = \frac{L}{Re} \frac{\partial Re}{\partial L} u_L = u_L$$

$$u_{Re,\mu} = \frac{\partial Re_\mu}{Re} = \frac{\mu}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \mu} u_\mu = -u_\mu$$

$$u_{Re} = \pm \left[(u_\rho)^2 + (u_U)^2 + (u_L)^2 + (-u_\mu)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm [u_\rho^2 + u_U^2 + u_L^2 + u_\mu^2]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm [(0,0035)^2 + (0,001)^2 + (0,00003)^2 + (0,0027)^2]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm 0,04694$$

$$u_{Re} = \pm 0,469\%$$

6. Perhitungan *Uncertainty* pada pembacaan torsi dinamis (u_{Ta})

$$T_D = (s - m)gr$$

$$u_{T_D} = \pm [(-u_s)^2 + (u_m)^2 + (u_r)^2]^{1/2}$$

$$u_{T_D} = \pm [(-0,019)^2 + (0,000076)^2 + (0,0008)^2]^{1/2}$$

$$u_{T_D} = \pm 0,0196$$

$$u_{T_D} = \pm 1,96\%$$

7. Perhitungan *Uncertainty* pada pembacaan *Coefficient of Moment* (u_{CM})

$$C_M = \frac{T_D}{1/2 \rho A R U^2}$$

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

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

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

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

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

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

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

$$u_{C_M, T_D} = \frac{\partial C_{M, T_D}}{\partial T_D} = \frac{T_D}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial T_D} u_{T_D} = u_{T_D}$$

$$u_{C_M, \rho} = \frac{\partial C_{M, \rho}}{\partial \rho} = \frac{\rho}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial \rho} u_\rho = -u_\rho$$

$$u_{C_M, A} = \frac{\partial C_{M, A}}{\partial A} = \frac{A}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial A} u_A = -u_A$$

$$u_{C_M, R} = \frac{\partial C_{M, R}}{\partial R} = \frac{R}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial R} u_R = -u_R$$

$$u_{C_M, U} = \frac{\partial C_{M, U}}{\partial U} = \frac{U}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial U} u_U = -2u_U$$

$$u_{C_M} = \pm [(u_{T_D})^2 + (-u_\rho)^2 + (-u_A)^2 + (-u_R)^2 + (-2u_U)^2]^{1/2}$$

$$u_{C_M} = \pm [(0,019)^2 + (-0,0035)^2 + (-0,000046)^2 + (-0,000065)^2 + (-2(0,001))^2]^{1/2}$$

$$u_{C_M} = \pm 0,02014$$

$$u_{C_M} = \pm 2,014\%$$

8. Perhitungan *Uncertainty* pada pembacaan *Coefficient of Power* (u_{CoP})

$$CoP = C_M \times \lambda$$

$$dCoP = \frac{\partial CoP}{\partial C_M} dC_M + \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} d\lambda$$

$$dCoP = \lambda dC_M + C_M d\lambda$$

$$u_{CoP, C_M} = \frac{\partial CoP_{C_M}}{CoP} = \frac{C_M}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial C_M} u_{C_M} = u_{C_M}$$

$$u_{CoP, \lambda} = \frac{\partial CoP_{\lambda}}{CoP} = \frac{\lambda}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} u_{\lambda} = u_{\lambda}$$

$$u_{CoP} = \pm \left[(u_{C_M})^2 + (u_{\lambda})^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{CoP} = \pm 0,02051$$

$$u_{CoP} = \pm 2,051\%$$

Dari perhitungan di atas, dapat disajikan dalam bentuk tabel seperti pada tabel 3.13 berikut.

Tabel 3. 12 Hasil perhitungan *Uncertainty* pengukuran pada turbin angin Savonius konvensional kecepatan udara 7 m/s

Parameter	<i>Uncertainty</i>
Tip Speed Ratio (λ)	0.038%
Bilangan Reynolds (Re)	0.469%
Coefficient of Moment (Cm)	2.014%
Coefficient of Power (CoP)	2.051%

BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Pada penelitian ini hasil yang didapatkan berupa nilai kecepatan putar turbin (n), torsi dinamis (T_d), torsi statis (T_s), *coefficient of power* (CoP), dan *coefficient of moment* (C_m) dari turbin angin Savonius. Kemudian perhitungan yang dilakukan pada penelitian ini digunakan pada asumsi fluida *stady flow* dan *incompressible flow*. Sehingga nilai *properties* dari aliran fluida tersebut adalah sebagai berikut :

1. Tekanan absolut udara keadaan standar (P_{abs}) = 1,01325 x 10⁵ N/m²
2. Temperatur udara keadaan standar (T_{std}) = (T_1) = 288 K
3. Massa Jenis udara keadaan standar (ρ_{std}) = (ρ_1) = 1,225 kg/m³
4. Temperatur udara saat penelitian untuk kecepatan angin 7 m/s konfigurasi turbin angin Savonius konvensional (T_2) = 28,2°C = 301,2 K

Properties tersebut merupakan data standar yang akan digunakan dalam perhitungan penelitian.

4.1.1. Perhitungan Reynolds Number

4.1.1.1. Perhitungan Massa Jenis Fluida

Untuk mendapatkan nilai massa jenis udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Boyle-Gay Lussac mengenai pemuain gas dengan persamaan yang dapat dilihat seperti berikut :

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

Dimana $V = m/\rho$, maka persamaan 4.1 dapat ditulis menjadi seperti berikut :

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

Pada keadaan 1 menunjukkan keadaan standar sedangkan keadaan 2 menunjukkan keadaan saat dilakukannya pengukuran. Keadaan 1 dan 2 diasumsikan memiliki ketinggian yang sama, maka $P_1 = P_2$ serta $m_1 = m_2$. Sehingga berdasarkan asumsi tersebut maka persamaan 4.2 dapat ditulis menjadi seperti berikut :

$$T_1 \rho_1 = T_2 \rho_2 \dots\dots\dots (4.3)$$

Sehingga untuk mendapatkan nilai massa jenis pada saat pengukuran dapat dihitung dengan persamaan seperti berikut :

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \dots\dots\dots (4.4)$$

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

$$\rho_2 = 1,171 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

4.1.1.2. Perhitungan Viskositas Udara

Untuk mendapatkan nilai viskositas udara digunakan persamaan Sutherland seperti berikut :

$$\mu = \frac{bT^{\frac{3}{2}}}{s+T} \dots\dots\dots (4.5)$$

Dimana untuk udara pada penelitian kali ini memiliki kriteria seperti berikut :

- b : $1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{\frac{1}{2}}}$
- S : 110,4 K
- T : temperatur pada saat penelitian = 301,2 K

Dengan dimasukkannya nilai tersebut ke dalam persamaan 4.5 sehingga didapatkan nilai viskositas udara seperti berikut :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{\frac{1}{2}}} \times (301,2 \text{ K})^{\frac{3}{2}}}{(110,4 + 301,2) \text{ K}}$$

$$\mu = 1,851 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}$$

4.1.1.3. Perhitungan Bilangan Reynolds

Nilai massa jenis dan viskositas udara yang didapatkan dapat digunakan untuk menghitung nilai bilangan *Reynolds* dengan digunakannya persamaan 2.4 seperti berikut :

$$Re_L = \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu}$$

Dimana L merupakan panjang karakteristik aliran dimana pada kondisi ini sama dengan diamateri turbin, yaitu :

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

$$L = (2 \times 165,2) - 19 - (2 \times 3)$$

$$L = 305,4 \text{ mm} = 0.305 \text{ m.}$$

Maka nilai bilangan *Reynolds* untuk kecepatan aliran udara (U) yaitu :

$$Re_L = \frac{1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,3034 \text{ m}}{1,85 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}}$$

Kemudian hasil perhitungan nilai bilangan *Reynolds* dilakukan pada 4 variasi kecepatan udara yang digunakan pada penelitian ini yang dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Bilangan Reynolds penelitian

Kecepatan Aliran Udara (m/s)	Bilangan Reynolds (Re)
4	77.275
5	96.594
6	115.912
7	135.231

4.1.2. Perhitungan Tip Speed Ratio

Nilai *tip speed ratio* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.15 seperti berikut :

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

Untuk mendapatkan nilai kecepatan sudut turbin angin Savonius digunakan persamaan seperti berikut :

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

Nilai *coefficient of power* (CoP) maksimum untuk kecepatan angin 7 m/s pada turbin angin Savonius Konvensional didapatkan rata-rata nilai kecepatan putar turbin sebesar 266,06 rpm, sehingga nilai kecepatan putar sudut turbin angin Savonius sebesar :

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 266,06}{60} = 27,86 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Jari-jari turbin angin Savonius dapat dihitung dengan persamaan seperti berikut :

$$R = \frac{L}{2} = \frac{2D-b-2x}{2}$$

$$R = \frac{L}{2} = \frac{(2 \times 165,2) - 19 - (2 \times 3)}{2}$$

$$R = 152,7 \text{ mm} = 0,1527 \text{ m}$$

Sehingga nilai *tip speed ratio* didapatkan seperti berikut :

$$\lambda = \frac{27,86 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,1527 \text{ m}}{7 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$\lambda = 0,607$$

4.1.3. Perhitungan Coefficient of Moment

Nilai *coefficient of moment* (C_m) didapatkan dengan digunakannya persamaan 2.18 seperti berikut :

$$C_m = \frac{Td}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R} = \frac{|s - m| \cdot g \cdot r}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R}$$

Dimana :

m : masa pembebanan = 130,14 gr = 0,13014 kg

s : massa yang terbaca di neraca pegas = 510 gr = 0,51 kg

g : percepatan gravitasi = 9,8 m/s²

r : jari-jari poros yang menerima beban = 12 mm = 0,012 m

R : jari-jari turbin angin Savonius = 0,152 m

U : 7 m/s

A : luas penampang turbin angin Savonius yang ditabrak oleh angin = LxH = 0,305 m x 0,293 m = 0,089 m²

Sehingga nilai *coefficient of moment* (C_m) didapatkan seperti berikut :

$$C_m = \frac{(0,51 - 0,13014)kg \times 9,8 \text{ m/s}^2 \times 0,012m}{\frac{1}{2} \times 1,171 \frac{kg}{m^3} \times 0,089 \text{ m}^2 \times 0,153 \times (7 \frac{m}{s})^2}$$
$$C_m = 0,1182$$
$$C_m = 11,82\%$$

4.1.4. Perhitungan Coefficient of Power

Nilai *coefficient of power* (CoP) didapatkan dengan digunakannya persamaan 2.19 yang menunjukkan hubungan antara *coefficient of power* dengan *coefficient of moment* seperti berikut :

$$\frac{CoP}{C_m} = \lambda$$

Sehingga untuk mendapatkan nilai *coefficient of power* didapatkan dengan persamaan berikut :

$$CoP = \lambda \cdot C_m$$

Sehingga nilai dari *coefficient of power* didapatkan seperti berikut :

$$CoP = 0,607 \times 0,1182$$

$$CoP = 0,0719 = 7,19\%$$

4.1.5. Perhitungan Coefficient of Static Torque

Nilai *coefficient of static torque* (C_{TS}) untuk kecepatan angin 7 m/s pada turbin angin Savonius Konvensional sudut 40° dapat dihitung dengan persamaan seperti berikut :

$$C_{TS} = \frac{T_s}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot U^2}$$

Dimana :

T_s : Torsi statis pada sudut blade turbin (θ) $40^\circ = 0,0389$ Nm

Sehingga nilai *coefficient of static torque* didapatkan seperti berikut :

$$C_{TS} = \frac{0,0389 \text{ Nm}}{\frac{1}{2} \times 1,171 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,089 \text{ m}^2 \times 0,153 \times (7 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}$$
$$C_{TS} = 0,0992$$

4.1.6. Perhitungan Rata-rata Coefficient of Static Torque

Nilai rata-rata *coefficient of static torque* (\bar{C}_{TS}) untuk kecepatan angin 7 m/s pada turbin angin Savonius Konvensional dapat dihitung dengan persamaan 2.20 integral *trapezoidal rule* seperti berikut :

$$I = (b - a) \frac{f(x_0) + 2 \cdot \sum_{i=1}^{n-1} f(x_i) + f(x_n)}{2n}$$

Dimana :

I : Persamaan integral *trapezoidal rule*

a : Batas atas pada variabel integral = sudut $0^\circ = 0$

b : Batas bawah pada variabel integral = sudut $180^\circ = 180$

n : Jumlah segmen pada variabel integral = 18

$f(x_0)$: Nilai data ke-0 (sudut 0°)

$f(x_i)$: nilai data ke-i

$f(x_n)$: nilai data ke-18 (sudut 180°)

Dimana nilai data Cts fungsi sudut untuk turbin angin Savonius Konvensional pada kecepatan angin 7 m/s dapat dilihat pada tabel 4.2 berikut :

Tabel 4. 2 nilai Cts fungsi sudut turbin angin Savonius Konvensional kecepatan 7 m/s

Sudut	CTS
0	0,042079
10	0,065797
20	0,080588
30	0,092319
40	0,099205
50	0,084414
60	0,073192
70	0,064012
80	0,05075
90	0,040804
100	0,027798
110	0,011986
120	0,00306
130	-0,00638
140	-0,01454
150	-0,02117
160	-0,00408
170	0,021677
180	0,042079

Sehingga dengan memasukkan nilai data tersebut kedalam persamaan integral *trapezoidal rule* didapatkan nilai seperti berikut :

$$\begin{aligned}
 I &= (180 - 0) \times \frac{0,042 + 2 \times (0,065 + 0,08 + 0,092 + 0,099 + \dots}{2 \times 18} \dots \\
 &\dots \frac{0,084 + 0,073 + 0,064 + 0,050 + 0,040 + 0,027 + 0,011 + 0,003 + \dots}{2 \times 18} \dots \\
 &\dots \frac{(-0,006) + (-0,014) + (-0,021) + (-0,004) + 0,021 + 0,042}{2 \times 18}
 \end{aligned}$$

$$I = 7,115$$

Kemudian nilai rata-rata didapatkan dari pembagian nilai integral dengan batas bawah pada variabel integral, adapun didapatkan nilai dari rata-rata *coefficient of static torque* turbin angin Savonius Konvensional pada kecepatan 7 m/s seperti berikut :

$$\overline{Cts} = \frac{I}{(b - a)}$$

$$\overline{Cts} = \frac{7,115}{(180 - 0)}$$

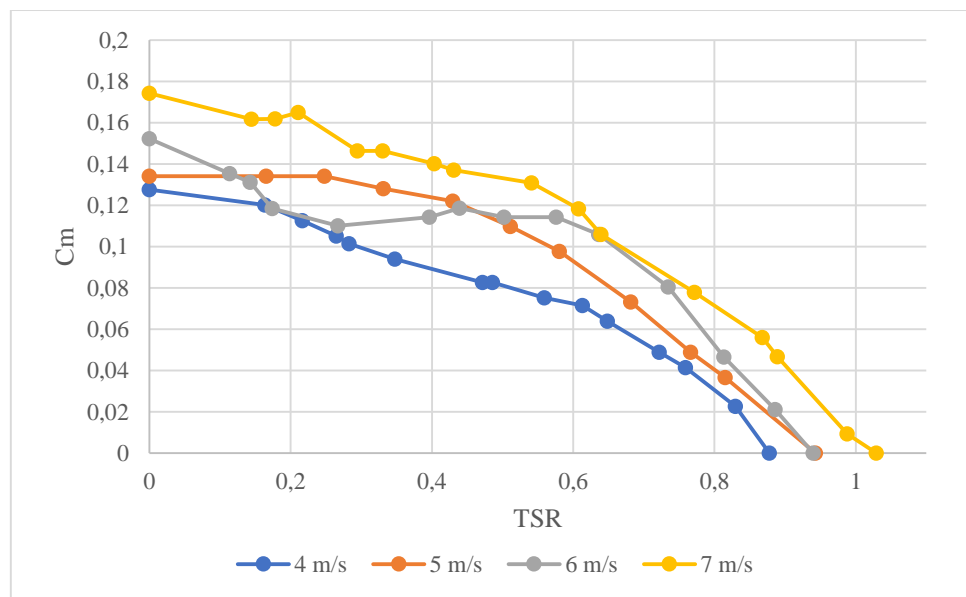
$$\overline{Cts} = 0.0395$$

4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konvensional

Analisa performa turbin angin Savonius konvensional perlu dilakukan dimana hal tersebut digunakan sebagai pembandingan terhadap performa yang dihasilkan serta efek yang ditimbulkan dari diberikannya silinder sirkular di samping *advancing blade* maupun diberikannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade*. Analisa yang dilakukan berupa *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ), *coefficient of moment* (Cm) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ), dan *coefficient of static torque* (Cts) sebagai fungsi sudut *blade* turbin (θ) pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.

4.2.1. Analisa *Coefficient of Moment* (Cm) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Tip Speed Ratio

Gambar 4.1 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (Cm) turbin angin Savonius konvensional sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ) yang dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s. Nilai *coefficient of moment* merupakan perbandingan antara torsi dinamis dari turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin. Untuk mendapatkan nilai torsi dinamis didapatkan dari sistem *brake dynamometer*. Sedangkan nilai *tip speed ratio* (λ) pada penelitian ini akan didapatkan dengan penambahan beban pada sistem *brake dynamometer*.



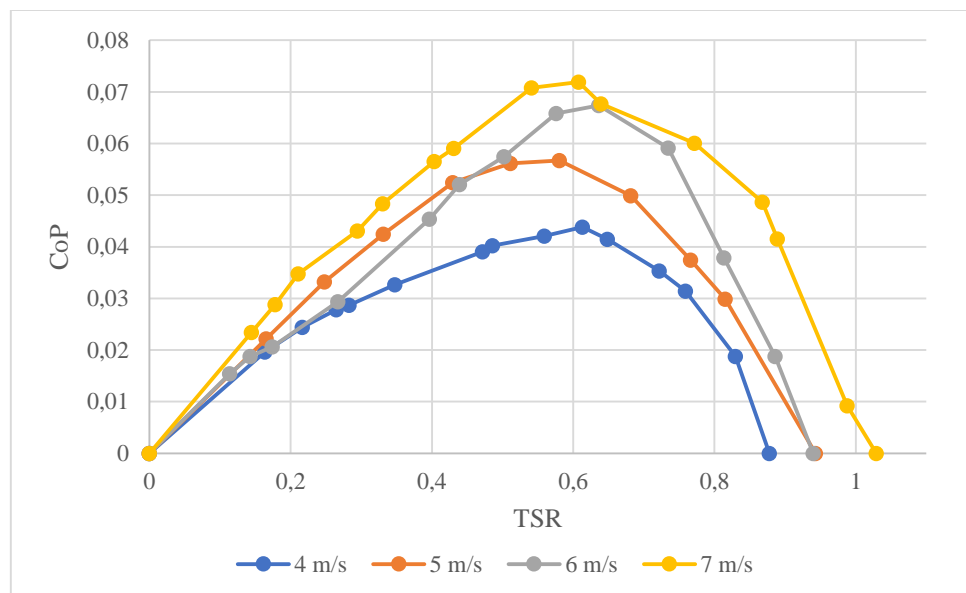
Gambar 4. 1 Grafik nilai *coefficient of moment* (Cm) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s

Pada Gambar 4.1 memperlihatkan bahwa bentuk grafik *coefficient of moment* (Cm) turbin angin Savonius konvensional terhadap fungsi *tip speed ratio* (λ) pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s memiliki trendline yang menurun. Nilai *coefficient of moment* (Cm) semakin menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ). Nilai *coefficient of moment* maksimum didapatkan pada saat *tip speed ratio* (λ) bernilai 0 yang mengindikasikan bahwa pembebanan maksimum pada *brake dynamometer*. Sedangkan apabila nilai *coefficient of moment* minimum, maka *tip speed ratio* (λ) bernilai maksimum. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat pembebanan pada *brake dynamometer*.

Pada Gambar 4.1 juga memperlihatkan adanya variasi dari kecepatan angin. Didapatkan dari grafik pada gambar tersebut bahwa nilai $C_{m_{max}}$ yang didapatkan trendline yang meningkat seiring meningkatnya kecepatan yang digunakan. Hal tersebut terjadi akibat dengan semakin tingginya kecepatan angin maka semakin besar juga energi yang diberikan kepada turbin.

4.2.2. Analisa *Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Tip Speed Ratio*

Pada Gambar 4.2 menunjukkan nilai *coefficient of power (CoP)* turbin angin Savonius konvensional sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ) yang dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan daya teoritis yang diberikan oleh angin. Daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius didapatkan dari perkalian antara torsi dinamis dengan kecepatan putaran turbin angin Savonius. Untuk mendapatkan nilai torsi dinamis digunakan sistem *brake dynamometer*. Sedangkan untuk mendapatkan nilai kecepatan putaran turbin angin Savonius digunakan hasil pengukuran pada *tachometer*. Nilai *tip speed ratio* (λ) pada penelitian ini didapatkan dengan penambahan beban pada sistem *brake dynamometer*.



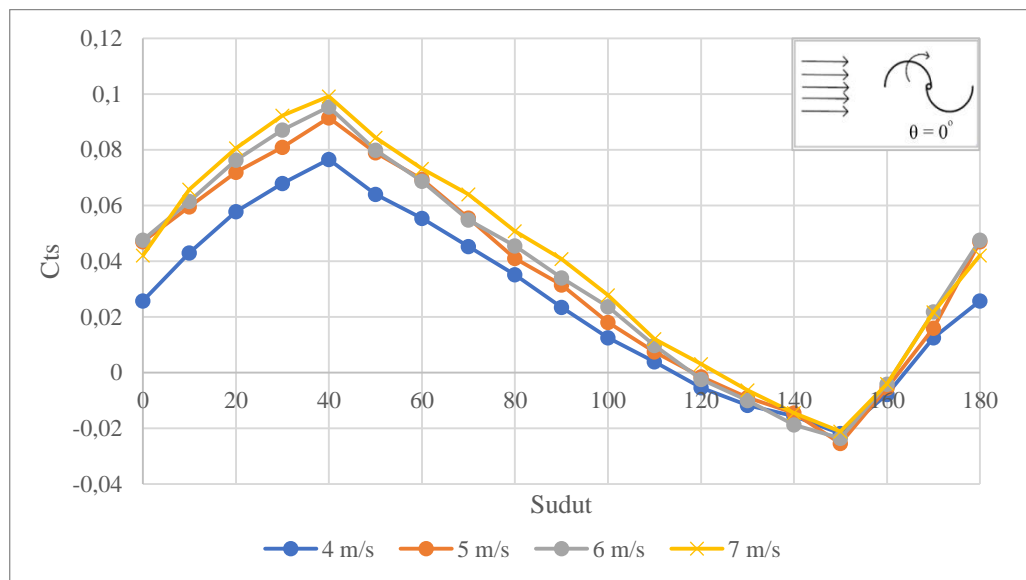
Gambar 4. 2 Grafik nilai coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s

Pada Gambar 4.2 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius konvensional sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ) yang dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s memiliki trendline berbentuk parabola menghadap ke bawah. Nilai coefficient of power meningkat hingga mencapai suatu titik yang mengindikasikan nilai coefficient of power (CoP) yang maksimum setelah melewati titik tersebut nilai coefficient of power (CoP) pun menurun. Di mana pada saat nilai coefficient of power (CoP) maksimum menunjukkan nilai tip speed ratio (λ) yang optimum. Maka, dengan meningkatnya nilai tip speed ratio (λ) akan meningkatkan nilai coefficient of power (CoP) hingga mencapai nilai tip speed ratio (λ) yang optimum setelah itu nilai coefficient of power akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai tip speed ratio (λ).

Pada Gambar 4.2 juga memperlihatkan adanya variasi dari kecepatan angin. Didapatkan dari grafik pada gambar tersebut bahwa nilai CoP_{max} yang didapatkan trendline yang meningkat seiring meningkatnya kecepatan yang digunakan. Hal tersebut terjadi akibat dengan semakin tingginya kecepatan angin maka semakin besar juga energi yang diberikan kepada turbin.

4.2.3. Analisa *Coefficient of Static Torque (Cts)* Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Sudut *Blade Turbin*

Gambar 4.3 menunjukkan grafik *coefficient of static torque* turbin angin Savonius konvensional (Cts) terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) serta dilakukan pada kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Pengukuran torsi statis dilakukan pada sudut sudu turbin (θ) 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° . Nilai *coefficient of static torque* (Cts) merupakan perbandingan antara torsi statis yang dihasilkan pada turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin. Untuk mendapatkan nilai torsi statis turbin angin Savonius digunakan torquemeter.



Gambar 4. 3 Grafik nilai *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius Konvensional kecepatan udara 4, 5, 6, dan 7 m/s

Pada Gambar 4.2 tersebut menunjukkan bahwa grafik *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius konvensional sebagai fungsi dari sudut sudu turbin angin Savonius (θ) yang dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s memiliki trendline berbentuk sinusoidal. Pada sudut 0° hingga 40° grafik memiliki trendline keatas dengan puncak pada sudut 40° akibat luasan area *advancing blade* yang terpapar laju udara lebih besar ketimbang *returning blade*, kemudian trendline mengalami penurunan akibat semakin luasnya luasan area *returning blade* yang terpapar laju udara hingga nilai terendah pada 150° akibat luasan area *returning blade* yang terpapar laju udara lebih besar ketimbang *advancing blade*, kemudian trendline kembali mengalami peningkatan akibat semakin luasnya luasan area *advancing blade*.

Pada Gambar 4.3 juga memperlihatkan adanya variasi dari kecepatan angin. Didapatkan dari grafik pada gambar tersebut bahwa nilai Cts_{max} yang didapatkan trendline yang meningkat seiring meningkatnya kecepatan yang digunakan. Hal

tersebut terjadi akibat dengan semakin tingginya kecepatan angin maka semakin besar juga energi yang diberikan kepada turbin.

4.3 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konfigurasi diletakkannya Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* dan Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* sekaligus di depan *Returning Blade* Turbin

Analisa performa turbin angin Savonius dengan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* bertujuan untuk mengetahui pengaruh adanya pemasangan silinder sirkular untuk kedua konfigurasi tersebut terhadap kinerja yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius. Nilai perbandingan jarak antara silinder sirkular terhadap poros turbin angin Savonius dengan diameter blade turbin (Y/D) sebesar 1,51 dan (S/D) sebesar 1,51. Analisa yang dilakukan berupa *coefficient of power* (CoP) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ), *coefficient of moment* (C_m) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ), dan *coefficient of static torque* (C_{ts}) sebagai fungsi sudut *blade* turbin (θ) pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.

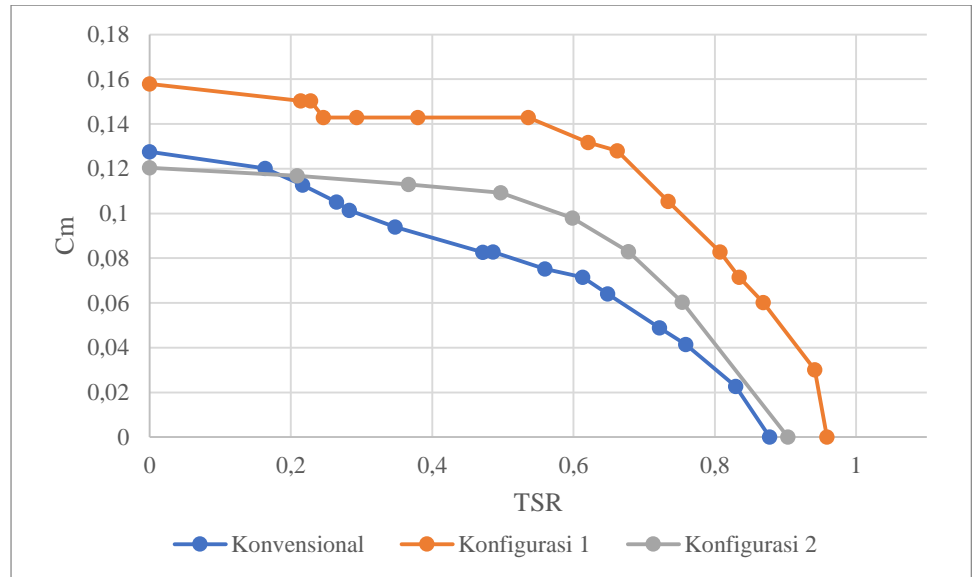
4.3.1. Analisa *Coefficient of Moment* (C_m) Turbin Angin Savonius Konfigurasi diletakkannya Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* dan Silinder Sirkular di samping *Advancing Blade* sekaligus di depan *Returning Blade* Turbin terhadap fungsi *Tip Speed Ratio*

Analisis yang digunakan pada penelitian ini untuk mengetahui perbandingan efek antara adanya pemasangan silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap konfigurasi konvensional adalah dengan melakukan analisis nilai *coefficient of moment* (C_m) yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ) pada tiap variasi kecepatan angin. Nilai *coefficient of moment* merupakan perbandingan antara torsi dinamis dari turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin. Nilai *tip speed ratio* (λ) pada penelitian ini akan didapatkan dengan penambahan beban pada sistem *brake dynamometer*.

4.3.1.1. Analisa *Coefficient of Moment* (C_m) pada Kecepatan 4 m/s

Gambar 4.4 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi *tip speed ratio* (λ) pada rasio $Y/D = 1,51$ dan $S/D = 1,51$ pada kecepatan angin 4 m/s. Pada Gambar 4.4 memperlihatkan bahwa bentuk grafik *coefficient of moment* (C_m) konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi *tip speed ratio* (λ) pada kecepatan angin 4 m/s memiliki *trendline* yang menurun. Nilai *coefficient of moment* (C_m) semakin menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ). Nilai *coefficient of moment* maksimum didapatkan pada saat *tip speed ratio* (λ) bernilai 0 yang mengindikasikan bahwa pembebanan maksimum pada *brake dynamometer*. Sedangkan apabila nilai *coefficient of moment* minimum,

maka *tip speed ratio* (λ) bernilai maksimum. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat pembebanan pada *brake dynamometer*.



Gambar 4. 4 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.4 didapat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,1276 dan nilai *tip speed ratio* (λ) maksimum 0,8778. Untuk nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1578 dan nilai *tip speed ratio* (λ) maksimum sebesar 0,9587 serta nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1204 dan nilai *tip speed ratio* (λ) maksimum sebesar 0,9035. Nilai *coefficient of moment* (C_m) konfigurasi 1 mengalami peningkatan sebesar 23,59% sedangkan konfigurasi 2 mengalami penurunan sebesar -5,59% pada kecepatan angin sebesar 4 m/s. Sehingga dengan peningkatan nilai *coefficient of moment* yang signifikan pada konfigurasi 1 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius sedangkan dengan penurunan nilai *coefficient of moment* pada konfigurasi 2 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 dan (S/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius.

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa konfigurasi 1 memberikan peningkatan Hal tersebut sesuai dengan hipotesa awal yang menyatakan bahwa peletakan silinder diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* yang akan memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan

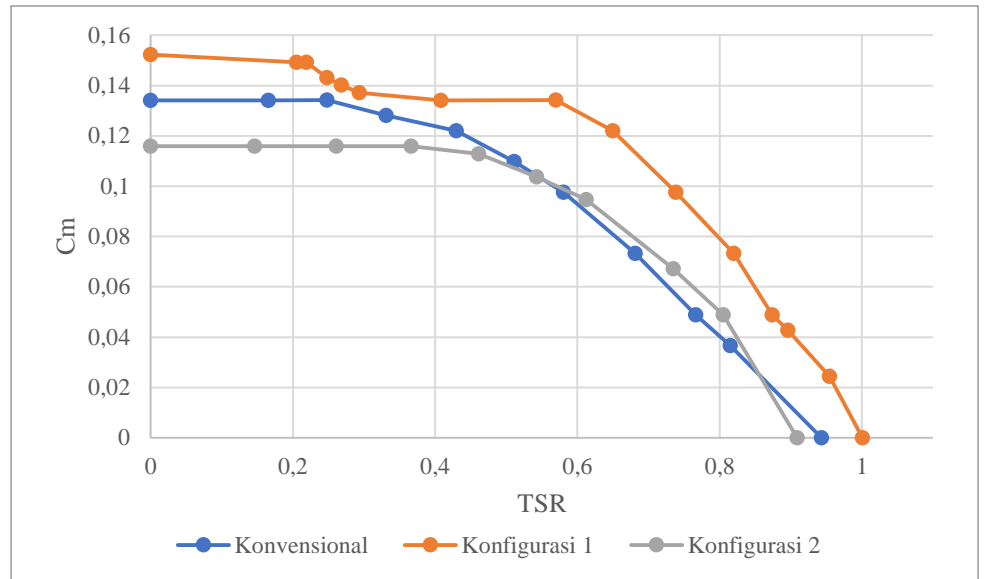
belakang dari *advancing blade* meningkat. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya drag antara *returning* dengan *advancing blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat..

Sedangkan konfigurasi 2 menunjukkan performa yang dibawah dari konfigurasi 1 dimana Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 4 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,51$ dengan kecepatan angin 4 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya drag yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya drag pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder sirkular konfigurasi pertama pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 4 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama.

4.3.1.2. Analisa Coefficient of Moment (Cm) pada Kecepatan 5 m/s

Gambar 4.5 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (Cm) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada rasio $Y/D = 1,51$ dan $S/D = 1,51$ pada kecepatan angin 5 m/s. Pada Gambar 4.5 memperlihatkan bahwa bentuk grafik *coefficient of moment* (Cm) konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 5 m/s memiliki *trendline* yang menurun. Nilai *coefficient of moment* (Cm) semakin menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ). Nilai *coefficient of moment* maksimum didapatkan pada saat *tip speed ratio* (λ) bernilai 0 yang mengindikasikan bahwa pembebanan maksimum pada *brake dynamometer*. Sedangkan apabila nilai *coefficient of moment* minimum, maka *tip speed ratio* (λ) bernilai maksimum. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat pembebanan pada *brake dynamometer*.



Gambar 4. 5 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.5 didapat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,1341 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum 0,9431. Untuk nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1522 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 1,000 serta nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1159 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 0,9087. Nilai *coefficient of moment* (C_m) konfigurasi 1 mengalami peningkatan sebesar 13,51% sedangkan konfigurasi 2 mengalami penurunan sebesar -13,53% pada kecepatan angin sebesar 5 m/s. Sehingga dengan peningkatan nilai *coefficient of moment* yang signifikan pada konfigurasi 1 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius sedangkan dengan penurunan nilai *coefficient of moment* pada konfigurasi 2 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 dan (S/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius.

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.5 dapat dilihat bahwa konfigurasi pertama memberikan peningkatan Hal tersebut sesuai dengan hipotesa awal yang menyatakan bahwa peletakan silinder diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* yang akan memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya drag antara *returning* dengan *advancing*

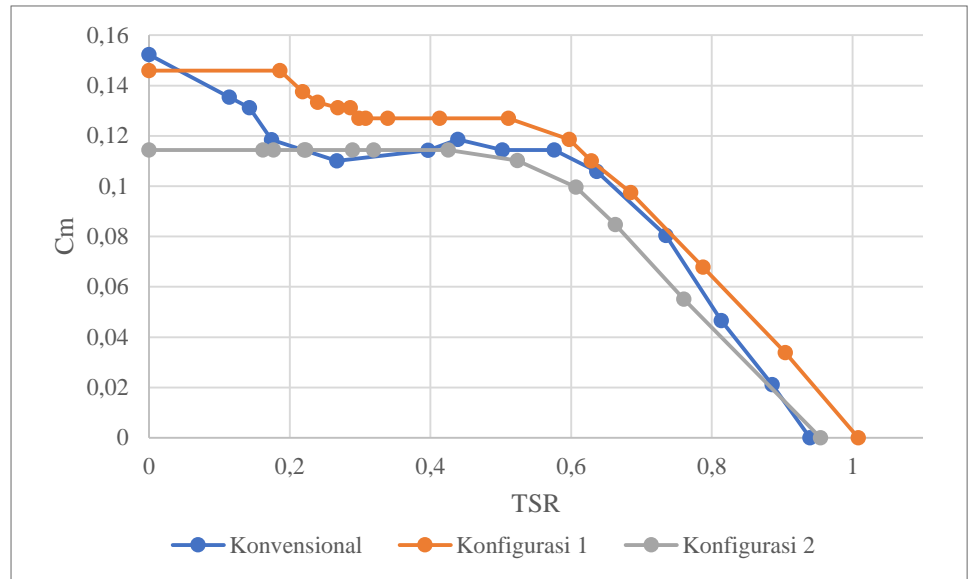
blade menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.

Sedangkan konfigurasi kedua menunjukkan performa yang dibawah dari konfigurasi pertama dimana Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 5 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,51$ dengan kecepatan angin 4 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder sirkular konfigurasi pertama pada kecepatan 5 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 5 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama.

4.3.1.3. Analisa Coefficient of Moment (Cm) pada Kecepatan 6 m/s

Gambar 4.6 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (Cm) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada rasio $Y/D = 1,51$ dan $S/D = 1,51$ pada kecepatan angin 6 m/s. Pada Gambar 4.6 memperlihatkan bahwa bentuk grafik *coefficient of moment* (Cm) konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 6 m/s memiliki *trendline* yang menurun. Nilai *coefficient of moment* (Cm) semakin menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ). Nilai *coefficient of moment* maksimum didapatkan pada saat *tip speed ratio* (λ) bernilai 0 yang mengindikasikan bahwa pembebanan maksimum pada *brake dynamometer*. Sedangkan apabila nilai *coefficient of moment* minimum, maka *tip speed ratio* (λ) bernilai maksimum. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat pembebanan pada *brake dynamometer*.



Gambar 4. 6 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.6 didapat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,1523 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum 0,9396. Untuk nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1458 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 1,008 serta nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1143 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 0,9546. Nilai *coefficient of moment* (C_m) konfigurasi 1 mengalami penurunan sebesar -4,22% sedangkan konfigurasi 2 mengalami penurunan sebesar -24,93% pada kecepatan angin sebesar 6 m/s. Sehingga dengan penurunan nilai *coefficient of moment* yang signifikan pada konfigurasi 1 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius sedangkan dengan penurunan nilai *coefficient of moment* pada konfigurasi 2 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 dan (S/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius.

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.6 dapat pada konfigurasi pertama terjadi penurunan C_m maksimum ketika kecepatan dinaikkan dari kec 5 m/s menjadi 6 m/s (Gambar 4.5 dan 4.6). Diduga ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 6 m/s *streamline* dari silinder tedefleksi kuat menekan bagian belakang *advancing blade* sehingga *base pressure* di sisi cembung sudu *advancing* meningkat. Sehingga perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *advancing blade* akan menurun maka *drag advancing blade* juga menurun kemudian selisih *drag* dari *returning blade* dengan *advancing blade* berkurang

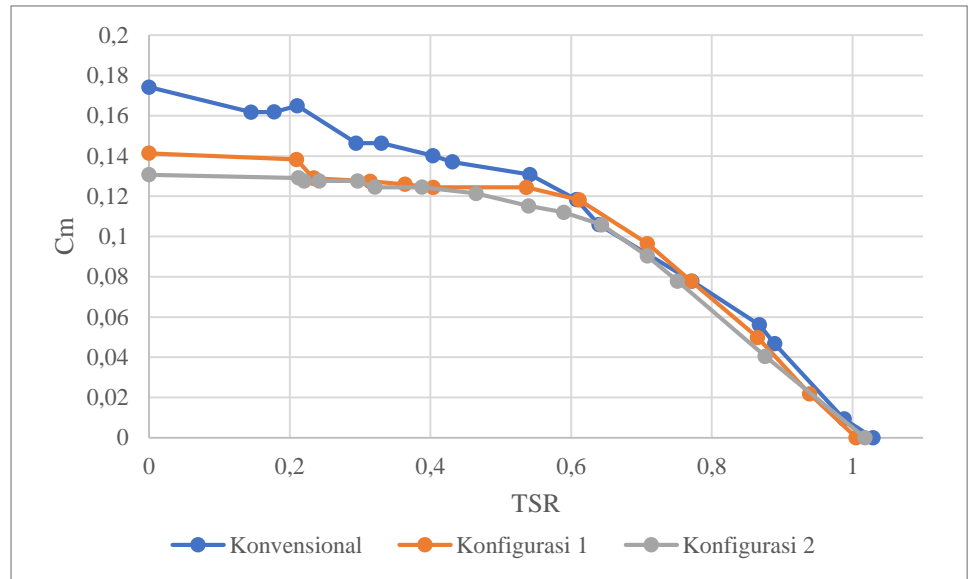
kemudian C_m turbin menurun. Sehingga C_m maksimum konfigurasi pertama menurun mendekati C_m maksimum konvensional ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 6 m/s.

Sedangkan konfigurasi kedua menunjukkan performa yang dibawah dari konfigurasi pertama dimana Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,51$ dengan kecepatan angin 6 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga pengganggu dengan konfigurasi pertama dan kedua pada kecepatan 6 m/s cenderung kurang efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Serta semakin meningkatnya kecepatan, nilai C_m maksimum dari konfigurasi pertama mulai mendekati nilai C_m maksimum dari konfigurasi konvensional.

4.3.1.4. Analisa Coefficient of Moment (C_m) pada Kecepatan 7 m/s

Gambar 4.7 menunjukkan grafik *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada rasio $Y/D = 1,51$ dan $S/D = 1,51$ pada kecepatan angin 7 m/s. Pada Gambar 4.7 memperlihatkan bahwa bentuk grafik *coefficient of moment* (C_m) konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 7 m/s memiliki *trendline* yang menurun. Nilai *coefficient of moment* (C_m) semakin menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ). Nilai *coefficient of moment* maksimum didapatkan pada saat *tip speed ratio* (λ) bernilai 0 yang mengindikasikan bahwa pembebanan maksimum pada *brake dynamometer*. Sedangkan apabila nilai *coefficient of moment* minimum, maka *tip speed ratio* (λ) bernilai maksimum. Hal tersebut menunjukkan bahwa tidak terdapat pembebanan pada *brake dynamometer*.



Gambar 4. 7 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_m) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.7 didapat bahwa nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,1742 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum 1,029. Untuk nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1413 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 1,005 serta nilai *coefficient of moment* (C_m) maksimum pada turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1306 dan nilai tip speed ratio (λ) maksimum sebesar 1,017. Nilai *coefficient of moment* (C_m) konfigurasi 1 mengalami penurunan sebesar -18,86% sedangkan konfigurasi 2 mengalami penurunan sebesar -24,99% pada kecepatan angin sebesar 7 m/s. Sehingga dengan penurunan nilai *coefficient of moment* yang signifikan pada konfigurasi 1 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius sedangkan dengan penurunan nilai *coefficient of moment* pada konfigurasi 2 membuktikan bahwa diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* dengan jarak (Y/D) = 1,51 dan (S/D) = 1,51 tidak efektif dalam meningkatkan nilai *coefficient of moment* turbin angin Savonius.

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.7 dapat pada konfigurasi pertama terjadi penurunan C_m maksimum ketika kecepatan dinaikkan dari kec 5 m/s menjadi 7 m/s (Gambar 4.5 dan 4.7). Diduga ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 7 m/s *streamline* dari silinder tedefleksi kuat menekan bagian belakang *advancing blade* sehingga *base pressure* di sisi cembung sudu *advancing* meningkat. Sehingga perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *advancing blade* akan menurun maka *drag advancing blade* juga menurun kemudian selisih *drag* dari *returning blade* dengan *advancing blade* berkurang

kemudian C_m turbin menurun. Sehingga C_m maksimum konfigurasi pertama menurun mendekati C_m maksimum konfigurasi kedua ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 7 m/s.

Sedangkan konfigurasi kedua menunjukkan performa yang dibawah dari konfigurasi pertama dimana Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,51$ dengan kecepatan angin 7 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga pengganggu dengan konfigurasi pertama dan kedua pada kecepatan 7 m/s cenderung kurang efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Serta semakin meningkatnya kecepatan, nilai C_m maksimum dari konfigurasi pertama mulai mendekati nilai C_m maksimum dari konfigurasi kedua.

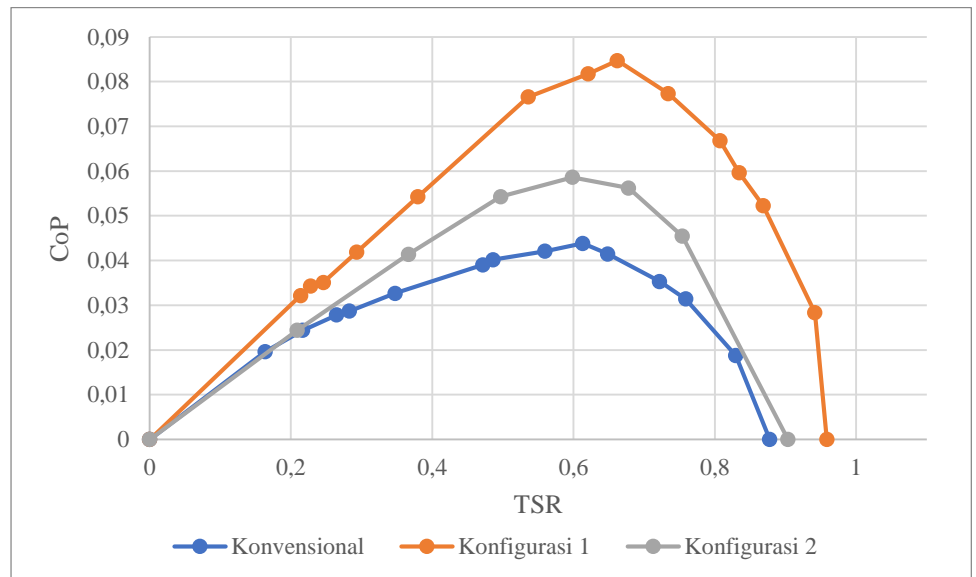
4.3.2. Analisa Coefficient of Power (CoP) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Tip Speed Ratio

Analisis yang digunakan pada penelitian ini untuk mengetahui perbandingan efek antara adanya pemasangan silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap konfigurasi konvensional adalah dengan melakukan analisis nilai coefficient of power (CoP) yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius sebagai fungsi dari tip speed ratio (λ) pada tiap variasi kecepatan angin. Nilai coefficient of power didapatkan dari perbandingan antara daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan daya teoritis yang diberikan oleh angin. Nilai tip speed ratio (λ) didapatkan dari penambahan beban pada sistem brake dynamometer. Berikut merupakan hasil analisis tersebut.

Gambar 4.8 hingga 4.11 disajikan grafik nilai coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) yang dilakukan pada rasio $Y/D = 1,51$ dan $S/D = 1,51$ dan kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.

4.3.2.1. Analisa *Coefficient of Power (CoP)* pada Kecepatan 4 m/s

Pada Gambar 4.8 tersebut menunjukkan bahwa grafik *coefficient of power (CoP)* turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi *tip speed ratio* (λ) pada kecepatan angin 4 m/s memiliki *trendline* berbentuk parabola menghadap ke bawah. Nilai *coefficient of power* meningkat hingga mencapai suatu titik yang mengindikasikan nilai *coefficient of power (CoP)* yang maksimum setelah melewati titik tersebut nilai *coefficient of power (CoP)* pun menurun. Di mana pada saat nilai *coefficient of power (CoP)* maksimum menunjukkan nilai *tip speed ratio* (λ) yang optimum. Maka, dengan meningkatnya nilai *tip speed ratio* (λ) akan meningkatkan nilai *coefficient of power (CoP)* hingga mencapai nilai *tip speed ratio* (λ) yang optimum setelah itu nilai *coefficient of power* akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai *tip speed ratio* (λ).



Gambar 4. 8 Grafik nilai *coefficient of power (CoP)* turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.8 menunjukkan bahwa Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoPmax, kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ max. Titik puncak parabolik merupakan nilai CoPmax, dimana nilai CoPmax untuk konfigurasi konvensional sebesar 0,044 pada λ sebesar 0,613; COPmax untuk konfigurasi pertama sebesar 0,084 pada λ sebesar 0,662; dan CoPmax untuk konfigurasi kedua sebesar 0,058 pada λ sebesar 0,598. Nilai CoPmax terjadi ketika λ optimum, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai λ optimum, dan setelah melewati nilai λ optimum kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk konfigurasi konvensional, konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua.

Berdasarkan gambar 4.8 juga diketahui bahwa peletakan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama meningkatkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dengan peningkatan CoP_{max} menjadi 0,084 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 93,31%. Hal tersebut sesuai dengan hipotesa awal yang menyatakan bahwa peletakan silinder diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* yang akan memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya drag antara *returning* dengan *advancing blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.

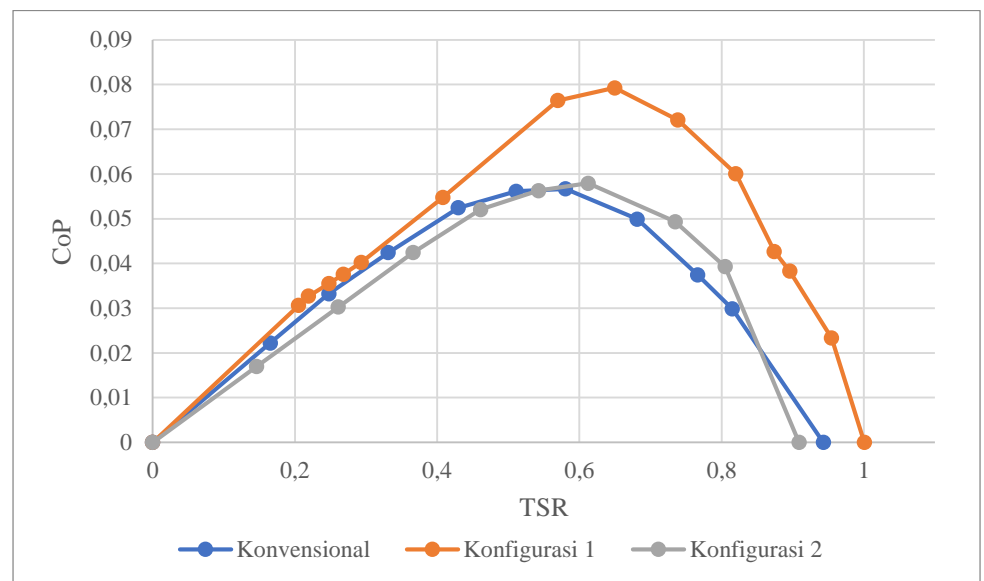
Sedangkan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua meningkatkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dengan peningkatan nilai CoP_{max} menjadi 0,058 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 33,72%. Akan tetapi peningkatan yang terjadi lebih rendah dari pada konfigurasi pertama yang memiliki nilai CoP_{max} 0,084 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional 93,31%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 4 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,51$ dengan kecepatan angin 4 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya drag yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya drag pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder sirkular konfigurasi pertama pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 4 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama.

4.3.2.2. Analisa Coefficient of Power (CoP) pada Kecepatan 5 m/s

Pada Gambar 4.9 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade*

terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 5 m/s memiliki trendline berbentuk parabola menghadap ke bawah. Nilai coefficient of power meningkat hingga mencapai suatu titik yang mengindikasikan nilai coefficient of power (CoP) yang maksimum setelah melewati titik tersebut nilai coefficient of power (CoP) pun menurun. Di mana pada saat nilai coefficient of power (CoP) maksimum menunjukkan nilai tip speed ratio (λ) yang optimum. Maka, dengan meningkatnya nilai tip speed ratio (λ) akan meningkatkan nilai coefficient of power (CoP) hingga mencapai nilai tip speed ratio (λ) yang optimum setelah itu nilai coefficient of power akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai tip speed ratio (λ).



Gambar 4. 9 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.9 menunjukkan bahwa Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga λ_{CoPmax} , kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai λ_{CoPmax} , dimana nilai λ_{CoPmax} untuk konfigurasi konvensional sebesar 0,580; λ_{CoPmax} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,649; dan λ_{CoPmax} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,612. Nilai λ_{CoPmax} terjadi ketika $\lambda_{optimum}$, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai $\lambda_{optimum}$, dan setelah melewati nilai $\lambda_{optimum}$ kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk konfigurasi konvensional, konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua.

Berdasarkan gambar 4.9 juga diketahui bahwa peletakan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama meningkatkan nilai λ_{CoPmax} pada turbin angin Savonius dengan peningkatan nilai λ_{CoPmax} menjadi 0,089 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 39,84%. Hal tersebut sesuai dengan hipotesa awal yang

menyatakan bahwa peletakan silinder diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* yang akan memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Hal tersebut mengakibatkan selisih gaya drag antara *returning* dengan *advancing blade* menjadi semakin besar dan mengakibatkan torsi yang dihasilkan juga akan lebih besar sehingga daya yang dihasilkan turbin akan meningkat.

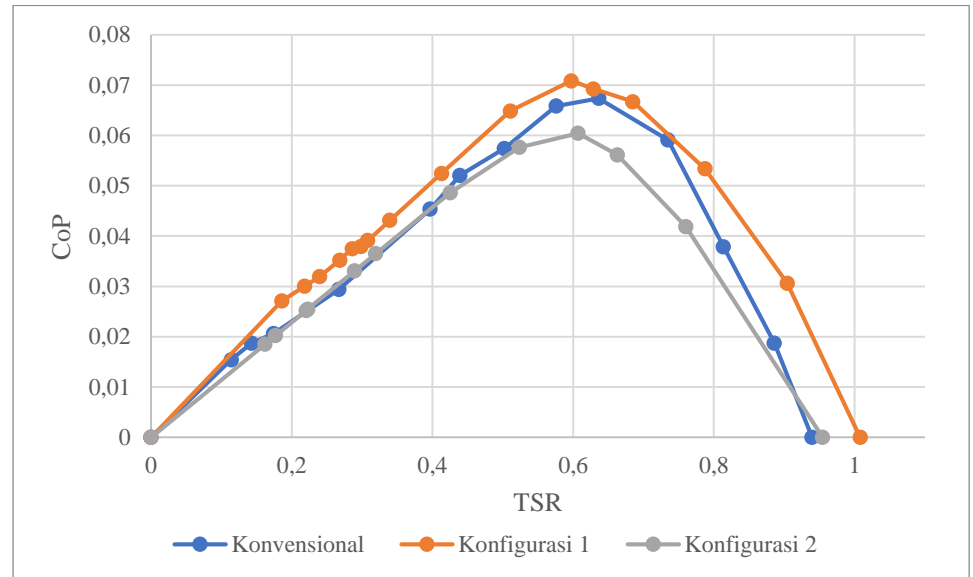
Sedangkan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua tidak memberikan pengaruh meningkatkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dengan nilai CoP_{max} menjadi 0,057 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 2,19%. Dimana peningkatan yang terjadi lebih rendah dari pada konfigurasi pertama yang memiliki nilai CoP_{max} 0,089 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional 39,84%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 5 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,51$ dengan kecepatan angin 5 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya drag yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya drag pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder sirkular konfigurasi pertama pada kecepatan 5 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 5 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama.

4.3.2.3. Analisa Coefficient of Power (CoP) pada Kecepatan 6 m/s

Pada Gambar 4.10 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 6 m/s memiliki trendline berbentuk parabola menghadap ke bawah. Nilai coefficient of power meningkat hingga mencapai suatu titik yang mengindikasikan nilai coefficient of power (CoP) yang maksimum setelah melewati titik tersebut nilai coefficient of power (CoP) pun menurun. Di mana pada

saat nilai coefficient of power (CoP) maksimum menunjukkan nilai tip speed ratio (λ) yang optimum. Maka, dengan meningkatnya nilai tip speed ratio (λ) akan meningkatkan nilai coefficient of power (CoP) hingga mencapai nilai tip speed ratio (λ) yang optimum setelah itu nilai coefficient of power akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai tip speed ratio (λ).



Gambar 4. 10 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.10 menunjukkan bahwa Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoPmax, kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoPmax, dimana nilai CoPmax untuk konfigurasi konvensional sebesar 0,067 pada λ sebesar 0,636; COPmax untuk konfigurasi pertama sebesar 0,070 pada λ sebesar 0,597; dan CoPmax untuk konfigurasi kedua sebesar 0,060 pada λ sebesar 0,606. Nilai CoPmax terjadi ketika $\lambda_{optimum}$, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai $\lambda_{optimum}$, dan setelah melewati nilai $\lambda_{optimum}$ kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk konfigurasi konvensional, konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua.

Berdasarkan gambar 4.10 juga diketahui bahwa peletakan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama meningkatkan nilai CoPmax pada turbin angin Savonius dengan peningkatan nilai CoPmax menjadi 0,070 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 5,13%. Pada konfigurasi pertama terjadi penurunan CoPmax ketika kecepatan dinaikkan dari kec 5 m/s menjadi 6 m/s (lihat Gambar 4.9 dan 4.10). Diduga ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 6 m/s streamline dari silinder tedefleksi kuat menekan bagian belakang advancing blade sehingga base pressure di sisi cembung sudu advancing meningkat. Sehingga perbedaan tekanan antara sisi depan

dengan belakang *advancing blade* akan menurun maka drag *advancing blade* juga menurun kemudian selisih drag dari *returning blade* dengan *advancing blade* berkurang sehingga CoP turbin menurun. Sehingga CoPmax konfigurasi pertama menurun mendekati CoPmax konvensional ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 6 m/s.

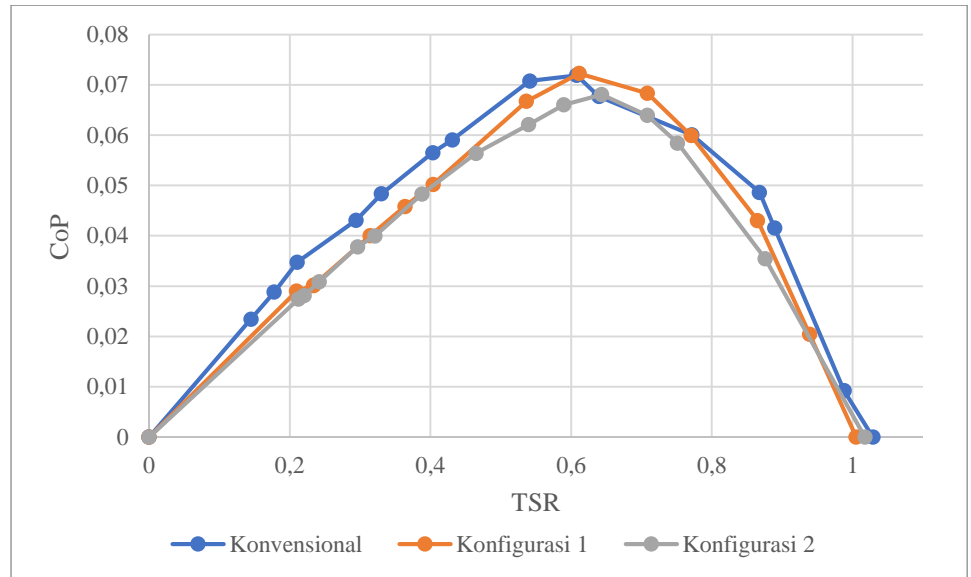
Sedangkan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua tidak memberikan pengaruh meningkatkan nilai CoPmax pada turbin angin Savonius dengan nilai CoPmax menjadi 0,060 atau penurunan terhadap konfigurasi konvensional sebesar -10,31%. Dimana peningkatan yang terjadi lebih rendah dari pada konfigurasi pertama yang memiliki nilai CoPmax 0,070 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional 5,13%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,51$ dengan kecepatan angin 6 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya drag yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya drag pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder sirkular konfigurasi pertama pada kecepatan 6 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 6 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama

4.3.2.4. Analisa Coefficient of Power (CoP) pada Kecepatan 7 m/s

Pada Gambar 4.11 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of power (CoP) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi tip speed ratio (λ) pada kecepatan angin 7 m/s memiliki trendline berbentuk parabola menghadap ke bawah. Nilai coefficient of power meningkat hingga mencapai suatu titik yang mengindikasikan nilai coefficient of power (CoP) yang maksimum setelah melewati titik tersebut nilai coefficient of power (CoP) pun menurun. Di mana pada saat nilai coefficient of power (CoP) maksimum menunjukkan nilai tip speed ratio (λ) yang optimum. Maka, dengan meningkatnya nilai tip speed ratio (λ) akan meningkatkan nilai coefficient of power (CoP) hingga mencapai nilai tip speed ratio (λ) yang optimum setelah itu nilai

coefficient of power akan menurun seiring dengan bertambahnya nilai tip speed ratio (λ).



Gambar 4. 11 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.11 menunjukkan bahwa Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoPmax, kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoPmax, dimana nilai CoPmax untuk konfigurasi konvensional sebesar 0,071 pada λ sebesar 0,607; COPmax untuk konfigurasi pertama sebesar 0,072 pada λ sebesar 0,611; dan CoPmax untuk konfigurasi kedua sebesar 0,068 pada λ sebesar 0,643. Nilai CoPmax terjadi ketika $\lambda_{optimum}$, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai $\lambda_{optimum}$, dan setelah melewati nilai $\lambda_{optimum}$ kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk konfigurasi konvensional, konfigurasi pertama dan konfigurasi kedua.

Berdasarkan gambar 4.11 juga diketahui bahwa peletakan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama tidak memberikan pengaruh meningkatkan nilai CoPmax pada turbin angin Savonius dengan peningkatan nilai CoPmax menjadi 0,072 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional sebesar 0,50%. Pada konfigurasi pertama terjadi penurunan CoPmax ketika kecepatan dinaikkan dari kec 5 m/s menjadi 7 m/s (lihat Gambar 4.9 dan 4.11). Diduga ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 7 m/s streamline dari silinder tedefleksi kuat menekan bagian belakang advancing blade sehingga base pressure di sisi cembung sudu advancing meningkat. Sehingga perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang advancing blade akan menurun maka drag advancing blade juga menurun kemudian selisih drag dari returning blade dengan advancing blade berkurang sehingga CoP turbin menurun. Sehingga CoPmax konfigurasi pertama

menurun mendekati CoP_{max} konvensional ketika kecepatan dinaikkan dari 5 m/s menjadi 7 m/s.

Sedangkan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua tidak memberikan pengaruh meningkatkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dengan nilai CoP_{max} menjadi 0,068 atau penurunan terhadap konfigurasi konvensional sebesar -5,33%. Dimana peningkatan yang terjadi lebih rendah dari pada konfigurasi pertama yang memiliki nilai CoP_{max} 0,072 atau peningkatan terhadap konfigurasi konvensional 0,50%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 7 m/s dan pada jarak $S/D = 1,51$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* tidak berubah secara signifikan. Sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,51$ dengan kecepatan angin 7 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Sehingga pengganggu dengan konfigurasi pertama dan kedua pada kecepatan 7 m/s cenderung kurang efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Serta semakin meningkatnya kecepatan, nilai CoP_{max} dari konfigurasi pertama menurun mendekati nilai CoP_{max} konvensional.

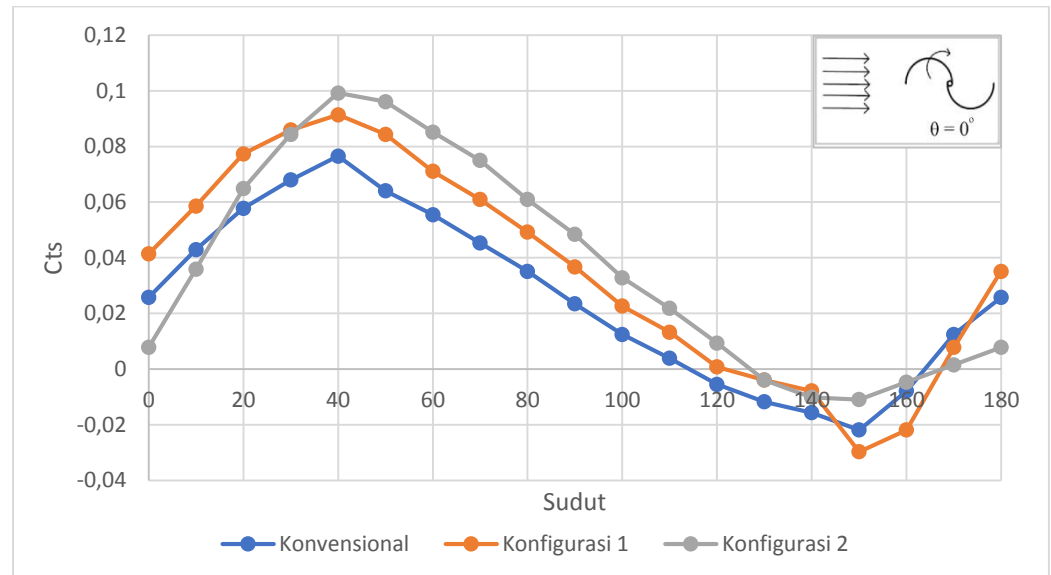
4.3.3. Analisa Coefficient of Static Torque (Cts) Turbin Angin Savonius Konvensional terhadap fungsi Sudut Blade Turbin

Analisis yang digunakan pada penelitian ini untuk mengetahui perbandingan efek antara adanya pemasangan silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap konfigurasi konvensional adalah dengan melakukan analisis nilai coefficient of static torque (Cts) yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius sebagai fungsi dari sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada tiap variasi kecepatan angin. Nilai coefficient of static torque merupakan perbandingan antara torsi statis yang dihasilkan pada turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin serta pengukuran torsi statis dilakukan pada sudut sudu turbin (θ) 0° hingga 180° dengan kenaikan 10° .

4.3.3.1. Analisa Coefficient of Static Torque (Cts) pada Kecepatan 4 m/s

Gambar 4.12 menunjukkan grafik coefficient of static torque (Cts) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi

sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 4 m/s. Pada Gambar 4.12 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of static torque (Cts) konvensional, konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 4 m/s memiliki trendline berbentuk sinusoidal. Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,0765 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0219 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,0913 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0297 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,0991 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0109 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° .



Gambar 4. 12 Grafik nilai *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 4 m/s

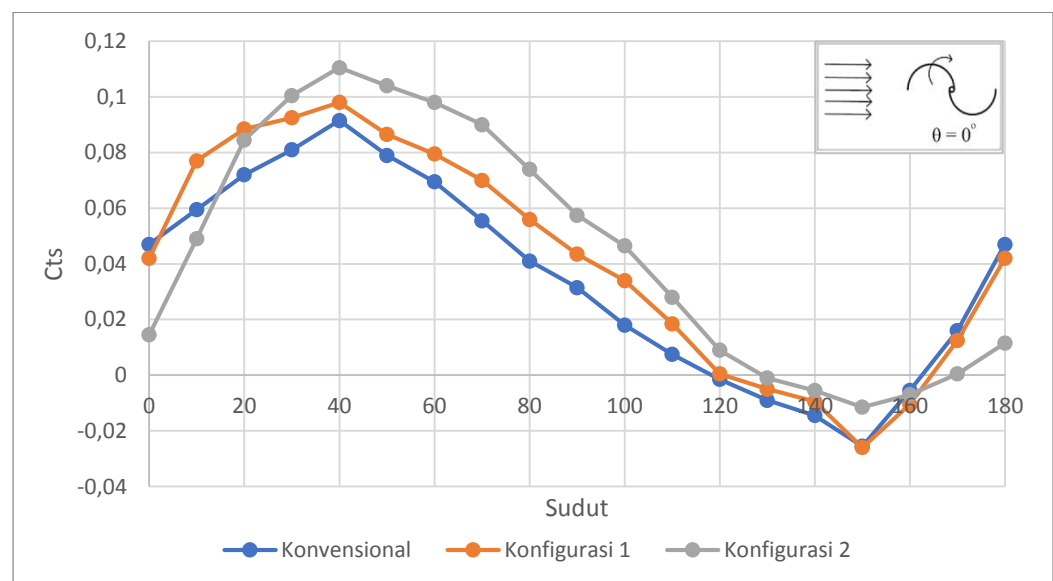
Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.12 didapat bahwa nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum terdapat peningkatan untuk konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 nilai yaitu dari 0,0765 menjadi 0,0913 dan 0,0991. Serta terdapat penurunan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum untuk konfigurasi 1 yaitu dari -0,0219 menurun menjadi -0,0297 sedangkan terdapat peningkatan pada kongurasi 2 yaitu menjadi -0,0109. Adanya peningkatan pada daerah torsi positif untuk kedua konfigurasi tersebut dapat dikatakan konfigurasi 1 serta konfigurasi 2 pada kecepatan 4 m/s mampu memperbaiki kemampuan self starting turbin angin Savonius.

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.12 didapat bahwa konfigurasi 1 pada kecepatan udara 4 m/s mengalami peningkatan nilai

Cts akibat terjadinya efek *nozzle* yang diakibatkan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade*, efek *nozzle* tersebut memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Akan tetapi pada sudut 150° hingga 170° terjadi penurunan nilai Cts yang signifikan akibat *attached flow* yang terbentuk memengaruhi daerah depan *advancing blade* sehingga selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* menurun.

4.3.3.2. Analisa Coefficient of Static Torque (Cts) pada Kecepatan 5 m/s

Gambar 4.13 menunjukkan grafik coefficient of static torque (Cts) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 5 m/s. Pada Gambar 4.13 tersebut menunjukkan bahwa grafik coefficient of static torque (Cts) konvensional, konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 5 m/s memiliki trendline berbentuk sinusoidal. Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,0979 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0255 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,0916 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,026 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1104 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0115 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° .



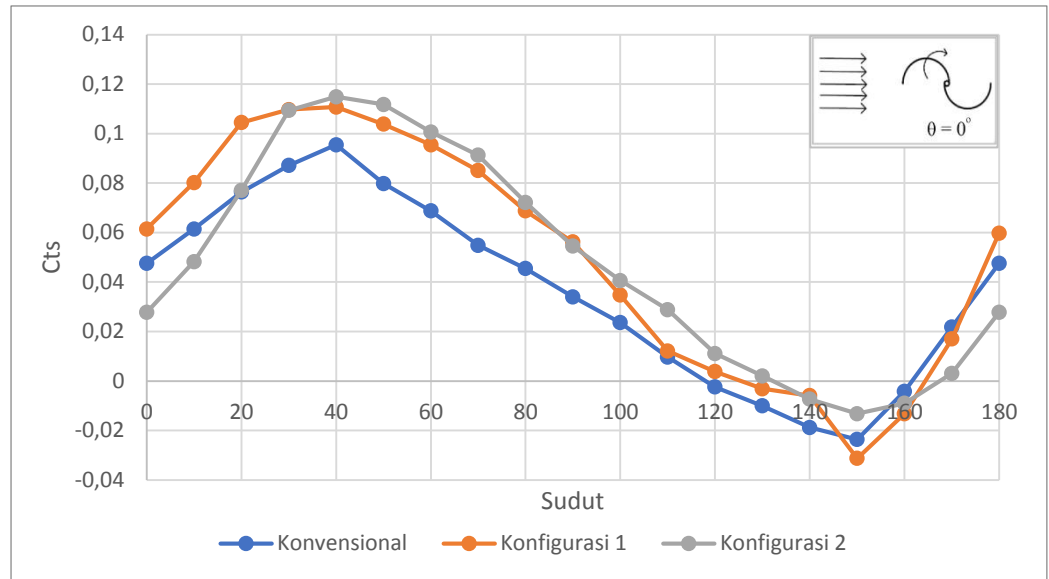
Gambar 4. 13 Grafik nilai *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 5 m/s

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.13 didapat bahwa nilai *coefficient of static torque* (Cts) maksimum terdapat peningkatan untuk konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 nilai yaitu dari 0,0979 menjadi 0,0916 dan 0,1104. Serta terdapat penurunan nilai *coefficient of static torque* (Cts) minimum untuk konfigurasi 1 yaitu dari -0,0255 menurun menjadi -0,026 sedangkan terdapat peningkatan pada konfigurasi 2 yaitu menjadi -0,0115. Adanya peningkatan pada daerah torsi positif untuk kedua konfigurasi tersebut dapat dikatakan konfigurasi 1 serta konfigurasi 2 pada kecepatan 5 m/s mampu memperbaiki kemampuan self starting turbin angin Savonius.

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.13 didapat bahwa konfigurasi 1 pada kecepatan udara 5 m/s mengalami peningkatan nilai Cts akibat terjadinya efek *nozzle* yang diakibatkan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade*, efek *nozzle* tersebut memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat..

4.3.3.3. Analisa *Coefficient of Static Torque* (Cts) pada Kecepatan 6 m/s

Gambar 4.14 menunjukkan grafik *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 6 m/s. Pada Gambar 4.14 tersebut menunjukkan bahwa grafik *coefficient of static torque* (Cts) konvensional, konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 6 m/s memiliki trendline berbentuk sinusoidal. Nilai *coefficient of static torque* (Cts) maksimum turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,0954 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai *coefficient of static torque* (Cts) minimum sebesar -0,0236 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai *coefficient of static torque* (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1107 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai *coefficient of static torque* (Cts) minimum sebesar -0,0312 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai *coefficient of static torque* (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1149 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai *coefficient of static torque* (Cts) minimum sebesar -0,0132 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° .



Gambar 4. 14 Grafik nilai *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 6 m/s

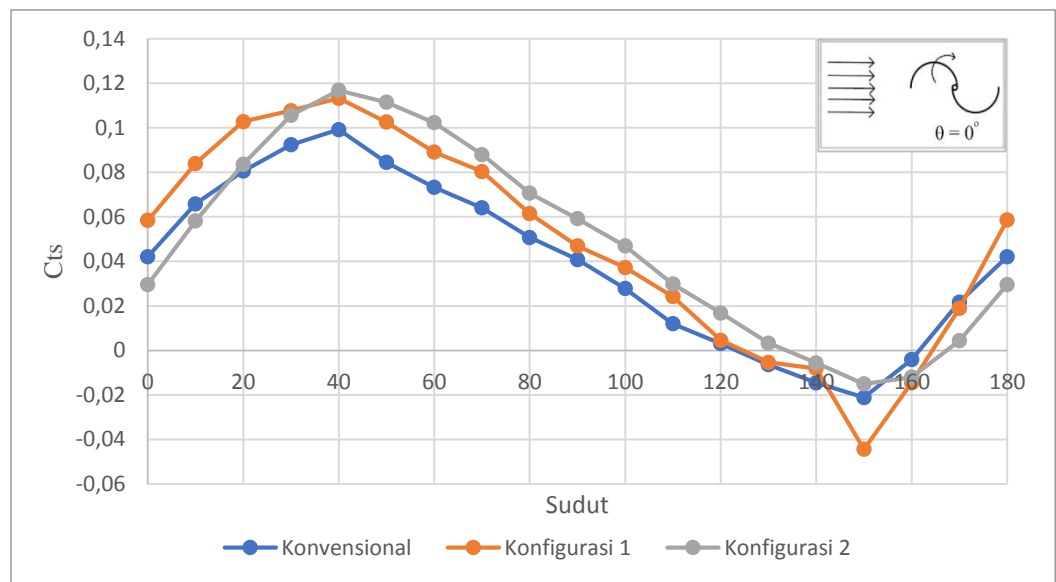
Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.14 didapat bahwa nilai *coefficient of static torque* (Cts) maksimum terdapat peningkatan untuk konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 nilai yaitu dari 0,0954 menjadi 0,1107 dan 0,1149. Serta terdapat penurunan nilai *coefficient of static torque* (Cts) minimum untuk konfigurasi 1 yaitu dari -0,0236 menjadi -0,0312 sedangkan terdapat peningkatan pada konfigurasi 2 yaitu menjadi -0,0132. Adanya peningkatan pada daerah torsi positif untuk kedua konfigurasi tersebut dapat dikatakan konfigurasi 1 serta konfigurasi 2 pada kecepatan 6 m/s mampu memperbaiki kemampuan self starting turbin angin Savonius.

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.14 didapat bahwa konfigurasi 1 pada kecepatan udara 6 m/s mengalami peningkatan nilai Cts akibat terjadinya efek *nozzle* yang diakibatkan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade*, efek *nozzle* tersebut memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Akan tetapi pada sudut 150° hingga 170° terjadi penurunan nilai Cts yang signifikan akibat *attached flow* yang terbentuk memengaruhi daerah depan *advancing blade* sehingga selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* menurun.

4.3.3.4. Analisa *Coefficient of Static Torque* (Cts) pada Kecepatan 7 m/s

Gambar 4.15 menunjukkan grafik *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius konvensional serta diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade* dan silinder sirkular di samping *advancing blade* sekaligus di depan *returning blade* terhadap fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 7 m/s. Pada Gambar 4.15 tersebut menunjukkan bahwa grafik *coefficient of static torque* (Cts) konvensional, konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 terhadap

fungsi sudut sudu turbin angin Savonius (θ) pada kecepatan angin 7 m/s memiliki trendline berbentuk sinusoidal. Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konvensional sebesar 0,0992 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0212 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 1 sebesar 0,1132 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,0444 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° . Nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum turbin angin Savonius konfigurasi 2 sebesar 0,1168 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 40° dan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum sebesar -0,015 pada sudut sudu turbin angin Savonius (θ) sebesar 150° .



Gambar 4.15 Grafik nilai *coefficient of static torque* (Cts) turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2 kecepatan udara 7 m/s

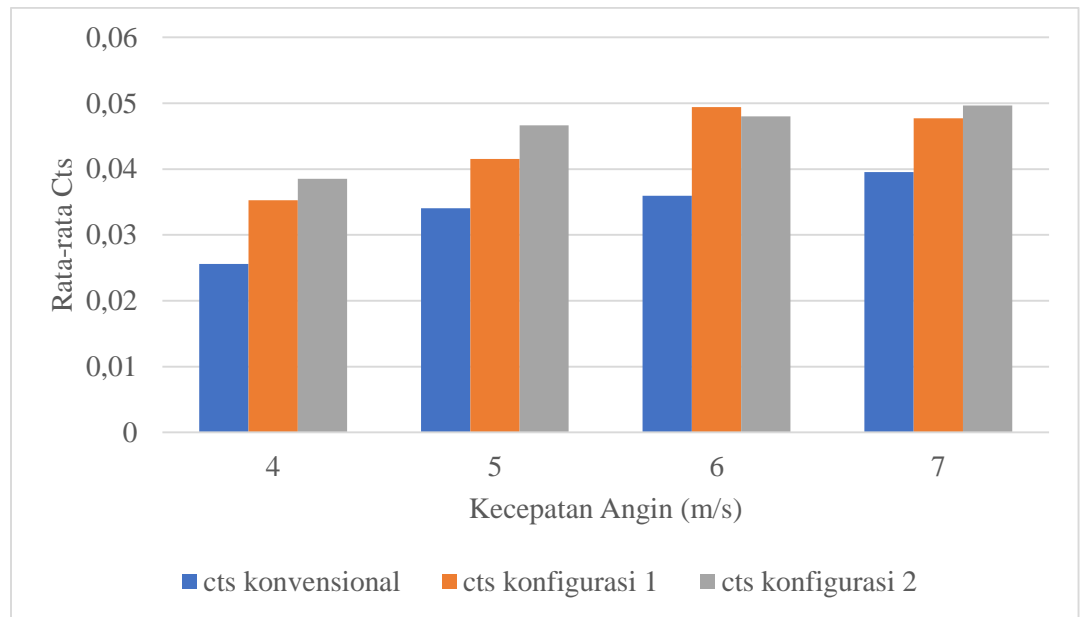
Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.15 didapat bahwa nilai coefficient of static torque (Cts) maksimum terdapat peningkatan untuk konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 nilai yaitu dari 0,0992 menjadi 0,1132 dan 0,1168. Serta terdapat penurunan nilai coefficient of static torque (Cts) minimum untuk konfigurasi 1 yaitu dari -0,0212 menurun menjadi -0,0444 sedangkan terdapat peningkatan pada konfigurasi 2 yaitu menjadi -0,015. Adanya peningkatan pada daerah torsi positif untuk kedua konfigurasi tersebut dapat dikatakan konfigurasi 1 serta konfigurasi 2 pada kecepatan 7 m/s mampu memperbaiki kemampuan self starting turbin angin Savonius.

Dari grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.15 didapat bahwa konfigurasi 1 pada kecepatan udara 7 m/s mengalami peningkatan nilai Cts akibat terjadinya efek *nozzle* yang diakibatkan diletakkannya silinder sirkular di samping *advancing blade*, efek *nozzle* tersebut memperbesar pengaruh *attached flow* yang akan menurunkan tekanan

di belakang *advancing blade*. Sehingga *pressure drag* yang diakibatkan oleh selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* meningkat. Akan tetapi pada sudut 150° hingga 170° terjadi penurunan nilai C_t yang signifikan akibat *attached flow* yang terbentuk memengaruhi daerah depan *advancing blade* sehingga selisih tekanan antara depan dengan belakang dari *advancing blade* menurun.

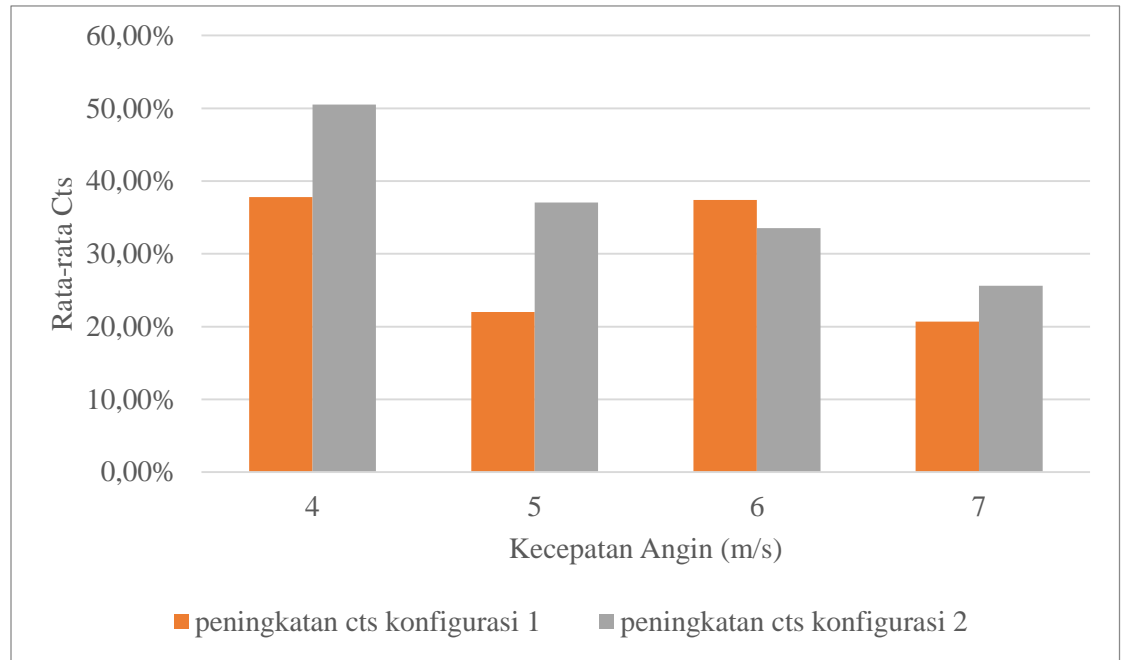
4.4 Analisa Nilai rata-rata *Coefficient of Static Torque*

Analisis yang digunakan pada penelitian ini untuk mengetahui perbandingan efek antara adanya pemasangan silinder sirkular di samping advancing blade dan silinder sirkular di samping advancing blade sekaligus di depan returning blade terhadap konfigurasi konvensional adalah dengan melakukan analisis nilai rata-rata coefficient of static torque (\overline{Cts}) yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius pada tiap variasi kecepatan angin yang dapat dilihat pada Gambar 4.16 serta persentase peningkatannya pada Gambar 4.17.



Gambar 4. 16 Rata-rata nilai Cts pada turbin angin Savonius Konvensional, Konfigurasi 1, dan Konfigurasi 2

Pada Gambar 4.16 didapatkan pada kecepatan 4 m/s turbin angin Savonius Konvensional memiliki nilai rata-rata Cts sebesar 0,0256 kemudian Konfigurasi 1 sebesar 0,0352 serta Konfigurasi 2 sebesar 0,0385. Kecepatan 5 m/s turbin angin Savonius Konvensional memiliki nilai rata-rata Cts sebesar 0,0340 kemudian Konfigurasi 1 sebesar 0,0415 serta Konfigurasi 2 sebesar 0,0466. Kecepatan 6 m/s turbin angin Savonius Konvensional memiliki nilai rata-rata Cts sebesar 0,0359 kemudian Konfigurasi 1 sebesar 0,0493 serta Konfigurasi 2 sebesar 0,0479. Kecepatan 7 m/s turbin angin Savonius Konvensional memiliki nilai rata-rata Cts sebesar 0,0395 kemudian Konfigurasi 1 sebesar 0,0477 serta Konfigurasi 2 sebesar 0,0496. Berdasarkan gambar tersebut dapat dilihat bahwa secara umum menunjukkan bahwa turbin angin Savonius bernilai Cts > 0 (bernilai positif) untuk semua kecepatan angin baik untuk turbin konvensional maupun konfigurasi 1 dan 2. Ini menunjukkan bahwa turbin angin Savonius yang digunakan dalam kondisi apapun dalam eksperimen ini mempunyai kemampuan *self starting* yang baik, sebagaimana karakteristik yang dimiliki oleh turbin Savonius pada umumnya. Adapun peningkatan dari masing-masing konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 dapat dilihat pada Gambar 4.17.



4.17. Persentase peningkatan nilai rata-rata Cts pada turbin angin Savonius Konfigurasi 1 dan Konfigurasi 2 terhadap turbin angin Savonius Konvensional

Dapat dilihat pada Gambar 4.17 menunjukkan nilai persen peningkatan rata-rata Cts pada turbin angin Savonius Konfigurasi 1 dan Konfigurasi 2 terhadap turbin angin Savonius Konvensional. Dapat dilihat dari gambar tersebut menunjukkan peningkatan positif dari rata-rata Cts untuk konfigurasi 1 dan Konfigurasi 2 terhadap turbin angin Savonius Konvensional. Pada kecepatan 4 m/s, Konfigurasi 1 memiliki peningkatan terhadap turbin angin Savonius Konvensional sebesar 37,80 % kemudian pada Konfigurasi 2 sebesar 50,51%. Pada kecepatan 5 m/s, Konfigurasi 1 memiliki peningkatan terhadap turbin angin Savonius Konvensional sebesar 22,20 % kemudian pada Konfigurasi 2 sebesar 37,03%. Pada kecepatan 6 m/s, Konfigurasi 1 memiliki peningkatan terhadap turbin angin Savonius Konvensional sebesar 37,42 % kemudian pada Konfigurasi 2 sebesar 33,53%. Pada kecepatan 7 m/s, Konfigurasi 1 memiliki peningkatan terhadap turbin angin Savonius Konvensional sebesar 20,70 % kemudian pada Konfigurasi 2 sebesar 25,63%. Berdasarkan nilai tersebut didapatkan bahwa semakin meningkatnya kecepatan maka semakin menurunnya peningkatan performa dari konfigurasi 1 maupun 2 terhadap konvensional, hal tersebut terjadi dikibatkan semakin meningkatnya juga nilai rata-rata Cts konvensional yang mengakibatkan semakin meningkatnya juga nilai pembagi dari perhitungan peningkatan sehingga signifikansi peningkatan semakin berkurang.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan pada penelitian ini, maka didapatkan berupa kesimpulan mengenai pengaruh pengaruh peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi terhadap performa dari turbin angin Savonius pada variasi kecepatan 4, 5, 6, dan 7 m/s sebagai berikut :

1. Peletakan silinder sirkular dengan konfigurasi pertama pada kecepatan 4, 5, dan 6 m/s dapat meningkatkan masing-masing bernilai *coefficient of power* sebesar 93,31%, 39,84%, dan 5,13% dibanding turbin Savonius konvensional. Sementara pada kecepatan 7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* turbin angin Savonius.
2. Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan nilai *coefficient of power* sebesar 33,72% dibanding turbin Savonius konvensional, sementara pada kecepatan 5-7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power* turbin angin Savonius.
3. Peletakan silinder sirkular dengan kedua konfigurasi pada seluruh kecepatan dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan agar pada penelitian selanjutnya didapatkan hasil yang lebih baik adalah sebagai berikut:

1. Penggunaan alat *torquemeter* dilakukan lebih teliti dengan memperhatikan poros turbin agar tidak memberikan pembebanan yang dapat merusak *bearing* turbin.
2. Pemberian pelumasan pada *bearing* dan dibersihkan secara berkala agar tidak menyisakan residu pelumas yang dapat menghambat putaran turbin.

Daftar Pustaka

- Al-Shemmeri, T., 2010. *Wind Turbines*. s.l.:s.n.
- Andiani, M., 2018. *Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius*, Surabaya: Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- ESDM, 2019. *Outlook Energi Indonesia*, s.l.: s.n.
- Fox, R. W., McDolald, A. T. & Pritchard, P. J., 2011. *Introduction to Fluid Mechanics*. 8 ed. New York City: John Wiley and Sons, Inc..
- Mahmoud, N., El-Haroun, A., Wahba, E. & Nasef, M., 2012. *An experimental study on improvement of Savonius rotor performance*, s.l.: Alexandria Engineering Journal.
- Nafi'ah, L. ', 2018. *Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius*, Surabaya: Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Sakti, G. & Triyogi, Y., 2021. Numerical and Experimental Investigations of the Effect of a Circular Cylinder as Passive Control on the Savonius Wind Turbine Performance. *Journal of Southwest Jiaotong University*.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Effect of a Circular Cylinder in Front of Advancing Blade on the Savonius Water Turbine by Using Transient Simulation. *International Journal of Mechanical & Mechantronics Engineering*.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*.
- Setiawan, P. A. et al., 2019. Numerical Study of a Circular Cylinder Effect on the Vertical Axis Savonius Water Turbine Performance at the Side of the Advancing Blade with Horizontal Distance Variations. *International Journal of Renewable Energy Research*.
- Solari, G., 2019. *Wind Science and Engineering: Origins, Developments, Fundamentals and Advancements*. s.l.:Springer Nature Switzerland.
- Triyogi, Y., Sakti, G., Aulia, F. N. & Wijaya, A. C., 2020. Improving the Performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbin blade. *Alexandria Engineering Journal*.
- UK, R. E., n.d. *Wind Turbine Tip Speed Ratio*. [Online]
Available at: <http://www.reuk.co.uk/wordpress/wind/wind-turbine-tip-speed-ratio/>
[Accessed 21 3 2022].

Lampiran

A. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, COEFFICIENT OF STATIC TORQUE, DAN RATA-RATA COEFFICIENT OF STATUC TORQUE TURBIN ANGIN SAVONIUS KONVENSIONAL

Tabel A.1 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konvensional pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4	247,0	25,869	0	0	0	0,090	1,174	0,878	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4	233,5	24,456	10,01	40	0,04	0,090	1,174	0,830	0,0037	0,0188	0,0226
27,5	4	213,6	22,366	20,06	75	0,075	0,090	1,174	0,759	0,0068	0,0314	0,0414
27,5	4	203,2	21,276	25,09	90	0,09	0,090	1,174	0,722	0,0080	0,0353	0,0489
27,5	4	182,5	19,109	30,12	115	0,115	0,090	1,174	0,648	0,0105	0,0415	0,0640
27,5	4	172,5	18,068	35,16	130	0,13	0,090	1,174	0,613	0,0117	0,0438	0,0715
27,5	4	157,4	16,485	40,19	140	0,14	0,090	1,174	0,559	0,0123	0,0421	0,0752
27,5	4	136,8	14,320	45,24	155	0,155	0,090	1,174	0,486	0,0135	0,0402	0,0827
27,5	4	132,8	13,906	50,27	160	0,16	0,090	1,174	0,472	0,0135	0,0390	0,0827
27,5	4	97,8	10,239	55,31	180	0,18	0,090	1,174	0,347	0,0154	0,0326	0,0940
27,5	4	79,6	8,336	65,39	200	0,2	0,090	1,174	0,283	0,0166	0,0287	0,1014
27,5	4	74,5	7,802	70,46	210	0,21	0,090	1,174	0,265	0,0172	0,0278	0,1052
27,5	4	61,0	6,387	80,55	230	0,23	0,090	1,174	0,217	0,0184	0,0244	0,1126
27,5	4	46,0	4,819	90,58	250	0,25	0,090	1,174	0,164	0,0196	0,0196	0,1201
27,5	4	0,0	0,000	100,66	270	0,27	0,090	1,174	0,000	0,0209	0,0000	0,1276

Tabel A.2 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konvensional pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	294,9	30,881	0	0	0	0,090	1,174	0,943	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	254,8	26,687	10,03	70	0,07	0,090	1,174	0,815	0,0074	0,0298	0,0366
27,5	5	239,6	25,095	20,03	100	0,1	0,090	1,174	0,766	0,0099	0,0374	0,0488
27,5	5	213,1	22,313	30,02	150	0,15	0,090	1,174	0,681	0,0148	0,0499	0,0732
27,5	5	181,6	19,013	40,08	200	0,2	0,090	1,174	0,581	0,0197	0,0567	0,0976
27,5	5	159,9	16,745	50,16	230	0,23	0,090	1,174	0,511	0,0222	0,0561	0,1098
27,5	5	134,4	14,074	60,13	260	0,26	0,090	1,174	0,430	0,0246	0,0524	0,1220
27,5	5	103,6	10,845	70,15	280	0,28	0,090	1,174	0,331	0,0259	0,0424	0,1281
27,5	5	77,5	8,111	80,16	300	0,3	0,090	1,174	0,248	0,0271	0,0332	0,1342
27,5	5	51,8	5,419	90,25	310	0,31	0,090	1,174	0,166	0,0271	0,0222	0,1341
27,5	5	0,0	0,000	100,27	320	0,32	0,090	1,174	0,000	0,0271	0,0000	0,1341

Tabel A.3 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konvensional pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	352,6	36,923	0	0	0	0,090	1,174	0,940	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	332,5	34,814	20,1	70	0,07	0,090	1,174	0,886	0,0061	0,0187	0,0212
27,5	6	305,3	31,966	40,15	150	0,15	0,090	1,174	0,814	0,0135	0,0379	0,0466
27,5	6	275,7	28,870	60,21	250	0,25	0,090	1,174	0,735	0,0234	0,0591	0,0804
27,5	6	238,7	25,000	70,21	320	0,32	0,090	1,174	0,636	0,0308	0,0674	0,1059
27,5	6	216,1	22,627	80,29	350	0,35	0,090	1,174	0,576	0,0332	0,0658	0,1143
27,5	6	188,5	19,737	90,29	360	0,36	0,090	1,174	0,502	0,0332	0,0574	0,1143
27,5	6	164,8	17,255	110,33	390	0,39	0,090	1,174	0,439	0,0345	0,0521	0,1185
27,5	6	148,9	15,588	130,35	400	0,4	0,090	1,174	0,397	0,0332	0,0453	0,1143
27,5	6	100,2	10,488	150,39	410	0,41	0,090	1,174	0,267	0,0320	0,0294	0,1100
27,5	6	65,3	6,834	170,45	450	0,45	0,090	1,174	0,174	0,0345	0,0206	0,1185
27,5	6	53,6	5,615	190,52	500	0,5	0,090	1,174	0,143	0,0381	0,0187	0,1312
27,5	6	42,7	4,476	210,58	530	0,53	0,090	1,174	0,114	0,0394	0,0154	0,1354
27,5	6	0,0	0,000	220,66	580	0,58	0,090	1,174	0,000	0,0443	0,0000	0,1523

Tabel A.4 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konvensional pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	450,5	47,172	0	0	0	0,090	1,174	1,029	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	432,5	45,295	20,02	50	0,05	0,090	1,174	0,988	0,0037	0,0092	0,0093
27,5	7	389,3	40,764	50	200	0,2	0,090	1,174	0,889	0,0185	0,0415	0,0467
27,5	7	379,9	39,779	70,02	250	0,25	0,090	1,174	0,868	0,0222	0,0486	0,0561
27,5	7	337,8	35,372	80,14	330	0,33	0,090	1,174	0,772	0,0308	0,0600	0,0778
27,5	7	279,9	29,312	120,01	460	0,46	0,090	1,174	0,639	0,0419	0,0677	0,1059
27,5	7	266,1	27,862	130,14	510	0,51	0,090	1,174	0,608	0,0468	0,0719	0,1183
27,5	7	236,9	24,808	140,01	560	0,56	0,090	1,174	0,541	0,0518	0,0708	0,1308
27,5	7	188,8	19,766	150,02	590	0,59	0,090	1,174	0,431	0,0542	0,0591	0,1370
27,5	7	176,6	18,494	160,09	610	0,61	0,090	1,174	0,403	0,0554	0,0565	0,1401
27,5	7	144,6	15,142	180,14	650	0,65	0,090	1,174	0,330	0,0579	0,0483	0,1463
27,5	7	128,9	13,499	200,18	670	0,67	0,090	1,174	0,294	0,0579	0,0431	0,1463
27,5	7	92,2	9,660	240,3	770	0,77	0,090	1,174	0,211	0,0653	0,0348	0,1650
27,5	7	77,9	8,160	260,36	780	0,78	0,090	1,174	0,178	0,0640	0,0288	0,1618
27,5	7	63,4	6,638	300,5	820	0,82	0,090	1,174	0,145	0,0640	0,0234	0,1618
27,5	7	0,0	0,000	320,57	880	0,88	0,090	1,174	0,000	0,0689	0,0000	0,1742

Tabel A.5 Data Coefficient of Static Torque dan rata-rata coefficient of static torque Turbin Angin Savonius konvensional pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0258	0,0470	0,0476	0,0421
10	0,0430	0,0595	0,0614	0,0658
20	0,0578	0,0720	0,0764	0,0806
30	0,0679	0,0810	0,0871	0,0923
40	0,0765	0,0915	0,0955	0,0992
50	0,0640	0,0790	0,0798	0,0844
60	0,0555	0,0695	0,0687	0,0732
70	0,0453	0,0555	0,0548	0,0640
80	0,0351	0,0410	0,0455	0,0508
90	0,0234	0,0315	0,0340	0,0408
100	0,0125	0,0180	0,0236	0,0278
110	0,0039	0,0075	0,0097	0,0120
120	-0,0055	-0,0015	-0,0024	0,0031
130	-0,0117	-0,0090	-0,0101	-0,0064
140	-0,0156	-0,0145	-0,0187	-0,0145
150	-0,0219	-0,0255	-0,0236	-0,0212
160	-0,0078	-0,0055	-0,0042	-0,0041
170	0,0125	0,0160	0,0219	0,0217
180	0,0258	0,0470	0,0476	0,0421
Rata-rata	0,0256	0,0340	0,0359	0,0395

B. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, COEFFICIENT OF STATIC TORQUE, DAN RATA-RATA COEFFICIENT OF STATUC TORQUE TURBIN ANGIN SAVONIUS KONFIGURASI PERTAMA

Tabel B.1 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi pertama pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m2)	ρ (kg/m3)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4	269,8	28,254	0	0	0	0,090	1,174	0,959	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4	265,0	27,751	10,08	50	0,05	0,090	1,174	0,942	0,0049	0,0283	0,0301
27,5	4	244,4	25,595	20,11	100	0,1	0,090	1,174	0,869	0,0098	0,0523	0,0602
27,5	4	234,9	24,594	25,16	120	0,12	0,090	1,174	0,835	0,0117	0,0596	0,0715
27,5	4	227,2	23,793	30,21	140	0,14	0,090	1,174	0,807	0,0135	0,0668	0,0827
27,5	4	206,6	21,635	40,22	180	0,18	0,090	1,174	0,734	0,0172	0,0773	0,1053
27,5	4	186,3	19,511	50,22	220	0,22	0,090	1,174	0,662	0,0209	0,0847	0,1279
27,5	4	174,6	18,288	55,26	230	0,23	0,090	1,174	0,621	0,0215	0,0817	0,1317
27,5	4	150,8	15,790	60,35	250	0,25	0,090	1,174	0,536	0,0234	0,0766	0,1429
27,5	4	106,8	11,187	70,38	260	0,26	0,090	1,174	0,380	0,0234	0,0542	0,1429
27,5	4	82,5	8,642	80,36	270	0,27	0,090	1,174	0,293	0,0234	0,0419	0,1429
27,5	4	69,2	7,243	90,45	280	0,28	0,090	1,174	0,246	0,0234	0,0351	0,1428
27,5	4	64,2	6,718	100,47	300	0,3	0,090	1,174	0,228	0,0246	0,0343	0,1504
27,5	4	60,2	6,301	110,47	310	0,31	0,090	1,174	0,214	0,0246	0,0321	0,1504
27,5	4	0,0	0,000	120,53	330	0,33	0,090	1,174	0,000	0,0258	0,0000	0,1579

Tabel B.2 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi pertama pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m2)	ρ (kg/m3)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	312,9	32,765	0	0	0	0,090	1,174	1,001	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	298,5	31,257	9,98	50	0,05	0,090	1,174	0,955	0,0049	0,0233	0,0244
27,5	5	280,1	29,334	19,99	90	0,09	0,090	1,174	0,896	0,0086	0,0383	0,0427
27,5	5	273,3	28,619	29,99	110	0,11	0,090	1,174	0,874	0,0099	0,0427	0,0488
27,5	5	256,4	26,848	40,02	160	0,16	0,090	1,174	0,820	0,0148	0,0600	0,0732
27,5	5	230,9	24,179	50,08	210	0,21	0,090	1,174	0,738	0,0197	0,0721	0,0976
27,5	5	203,1	21,270	60,09	260	0,26	0,090	1,174	0,650	0,0246	0,0793	0,1220
27,5	5	178,1	18,647	70,18	290	0,29	0,090	1,174	0,569	0,0271	0,0764	0,1342
27,5	5	127,7	13,370	80,26	300	0,3	0,090	1,174	0,408	0,0271	0,0548	0,1341
27,5	5	91,8	9,611	85,35	310	0,31	0,090	1,174	0,294	0,0277	0,0402	0,1371
27,5	5	83,9	8,786	90,38	320	0,32	0,090	1,174	0,268	0,0283	0,0376	0,1402
27,5	5	77,6	8,122	95,44	330	0,33	0,090	1,174	0,248	0,0289	0,0355	0,1432
27,5	5	68,5	7,175	105,47	350	0,35	0,090	1,174	0,219	0,0301	0,0327	0,1493
27,5	5	64,2	6,719	115,55	360	0,36	0,090	1,174	0,205	0,0301	0,0306	0,1492
27,5	5	0,0	0,000	120,58	370	0,37	0,090	1,174	0,000	0,0307	0,0000	0,1522

Tabel B.3 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi pertama pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	378,2	39,607	0	0	0	0,090	1,174	1,008	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	339,4	35,537	20,07	100	0,1	0,090	1,174	0,904	0,0099	0,0306	0,0339
27,5	6	295,5	30,940	40,12	200	0,2	0,090	1,174	0,787	0,0197	0,0534	0,0678
27,5	6	257,0	26,910	60,22	290	0,29	0,090	1,174	0,685	0,0283	0,0667	0,0974
27,5	6	236,0	24,711	70,27	330	0,33	0,090	1,174	0,629	0,0320	0,0692	0,1101
27,5	6	224,2	23,476	80,33	360	0,36	0,090	1,174	0,597	0,0345	0,0708	0,1185
27,5	6	191,6	20,065	90,36	390	0,39	0,090	1,174	0,511	0,0369	0,0649	0,1270
27,5	6	155,0	16,228	100,34	400	0,4	0,090	1,174	0,413	0,0369	0,0525	0,1270
27,5	6	127,4	13,338	110,35	410	0,41	0,090	1,174	0,339	0,0369	0,0431	0,1270
27,5	6	115,6	12,102	120,44	420	0,42	0,090	1,174	0,308	0,0369	0,0391	0,1270
27,5	6	112,0	11,731	130,47	430	0,43	0,090	1,174	0,299	0,0369	0,0379	0,1270
27,5	6	107,3	11,232	140,48	450	0,45	0,090	1,174	0,286	0,0381	0,0375	0,1312
27,5	6	100,7	10,542	150,48	460	0,46	0,090	1,174	0,268	0,0381	0,0352	0,1312
27,5	6	89,9	9,415	165,59	480	0,48	0,090	1,174	0,240	0,0387	0,0319	0,1333
27,5	6	81,9	8,577	185,66	510	0,51	0,090	1,174	0,218	0,0400	0,0300	0,1375
27,5	6	69,7	7,301	205,78	550	0,55	0,090	1,174	0,186	0,0424	0,0271	0,1459
27,5	6	0,0	0,000	225,84	570	0,57	0,090	1,174	0,000	0,0424	0,0000	0,1459

Tabel B.4 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi pertama pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	440,035	46,08036	0	0	0	0,090093	1,174043	1,00521	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	411,045	43,04453	20,07	90	0,09	0,090093	1,174043	0,938986	0,0086	0,0204	0,0218
27,5	7	378,61	39,64795	40,18	200	0,2	0,090093	1,174043	0,864892	0,0197	0,0430	0,0498
27,5	7	337,305	35,3225	60,26	310	0,31	0,090093	1,174043	0,770535	0,0308	0,0599	0,0778
27,5	7	310,105	32,47412	80,33	390	0,39	0,090093	1,174043	0,7084	0,0382	0,0683	0,0964
27,5	7	267,595	28,02248	100,42	480	0,48	0,090093	1,174043	0,61129	0,0468	0,0723	0,1182
27,5	7	234,8211	24,5904	120,54	520	0,52	0,090093	1,174043	0,536422	0,0492	0,0667	0,1244
27,5	7	176,755	18,50974	140,6	540	0,54	0,090093	1,174043	0,403777	0,0492	0,0502	0,1244
27,5	7	159,285	16,68029	155,64	560	0,56	0,090093	1,174043	0,363869	0,0498	0,0458	0,1259
27,5	7	137,495	14,39844	170,77	580	0,58	0,090093	1,174043	0,314092	0,0504	0,0400	0,1274
27,5	7	102,71	10,75577	185,93	600	0,6	0,090093	1,174043	0,234629	0,0510	0,0303	0,1290
27,5	7	102,285	10,71126	205,99	620	0,62	0,090093	1,174043	0,233658	0,0510	0,0301	0,1289
27,5	7	91,85	9,61851	226,05	670	0,67	0,090093	1,174043	0,209821	0,0547	0,0290	0,1383
27,5	7	0	0	246,11	700	0,7	0,090093	1,174043	0	0,0559	0,0000	0,1414

Tabel B.5 Data Coefficient of Static Torque dan rata-rata coefficient of static torque Turbin Angin Savonius pertama pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0414	0,0420	0,0614	0,0584
10	0,0586	0,0770	0,0802	0,0839
20	0,0773	0,0885	0,1045	0,1028
30	0,0859	0,0925	0,1097	0,1076
40	0,0914	0,0980	0,1107	0,1132
50	0,0843	0,0865	0,1038	0,1025
60	0,0711	0,0795	0,0955	0,0890
70	0,0609	0,0700	0,0850	0,0803
80	0,0492	0,0560	0,0687	0,0615
90	0,0367	0,0435	0,0562	0,0469
100	0,0226	0,0340	0,0347	0,0372
110	0,0133	0,0185	0,0121	0,0242
120	0,0008	0,0005	0,0038	0,0046
130	-0,0039	-0,0050	-0,0031	-0,0054
140	-0,0078	-0,0095	-0,0059	-0,0082
150	-0,0297	-0,0260	-0,0312	-0,0444
160	-0,0219	-0,0105	-0,0132	-0,0145
170	0,0078	0,0125	0,0170	0,0189
180	0,0351	0,0420	0,0597	0,0587
Rata-rata	0,0353	0,0415	0,0494	0,0477

C. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, COEFFICIENT OF STATIC TORQUE, DAN RATA-RATA COEFFICIENT OF STATUC TORQUE TURBIN ANGIN SAVONIUS KONFIGURASI KEDUA

Tabel C.1 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi kedua pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4,5	254,3	26,629	0	0	0	0,090	1,174	0,904	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4,5	212,2	22,223	10,03	90	0,09	0,090	1,174	0,754	0,0099	0,0454	0,0603
27,5	4,5	190,8	19,979	20	130	0,13	0,090	1,174	0,678	0,0136	0,0562	0,0829
27,5	4,5	168,4	17,636	30,07	160	0,16	0,090	1,174	0,598	0,0160	0,0586	0,0979
27,5	4,5	139,8	14,643	40,05	185	0,185	0,090	1,174	0,497	0,0179	0,0543	0,1092
27,5	4,5	103,1	10,795	50,06	200	0,2	0,090	1,174	0,366	0,0185	0,0414	0,1130
27,5	4,5	58,8	6,153	60,04	215	0,215	0,090	1,174	0,209	0,0191	0,0244	0,1168
27,5	4,5	0,0	0,000	70,14	230	0,23	0,090	1,174	0,000	0,0197	0,0000	0,1205

Tabel C.2 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi kedua pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	284,2	29,757	0	0	0	0,090	1,174	0,909	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	251,7	26,354	10,01	90	0,09	0,090	1,174	0,805	0,0099	0,0393	0,0488
27,5	5	229,7	24,057	20,01	130	0,13	0,090	1,174	0,735	0,0136	0,0493	0,0671
27,5	5	191,5	20,051	30,03	185	0,185	0,090	1,174	0,612	0,0191	0,0579	0,0946
27,5	5	169,6	17,763	40,04	210	0,21	0,090	1,174	0,542	0,0209	0,0563	0,1037
27,5	5	144,2	15,098	50,02	235	0,235	0,090	1,174	0,461	0,0228	0,0521	0,1129
27,5	5	114,5	11,987	60,02	250	0,25	0,090	1,174	0,366	0,0234	0,0425	0,1160
27,5	5	81,6	8,549	70,04	260	0,26	0,090	1,174	0,261	0,0234	0,0303	0,1160
27,5	5	45,7	4,785	75,08	265	0,265	0,090	1,174	0,146	0,0234	0,0169	0,1159
27,5	5	0,0	0,000	80,02	270	0,27	0,090	1,174	0,000	0,0234	0,0000	0,1160

Tabel C.3 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi kedua pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	358,2	37,512	0	0	0	0,090	1,174	0,955	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	285,2	29,871	20,05	150	0,15	0,090	1,174	0,760	0,0160	0,0419	0,0551
27,5	6	248,7	26,044	40,14	240	0,24	0,090	1,174	0,663	0,0246	0,0562	0,0847
27,5	6	227,7	23,848	50,14	285	0,285	0,090	1,174	0,607	0,0289	0,0604	0,0996
27,5	6	196,4	20,567	60,19	320	0,32	0,090	1,174	0,523	0,0320	0,0576	0,1101
27,5	6	159,5	16,704	70,27	340	0,34	0,090	1,174	0,425	0,0332	0,0486	0,1143
27,5	6	119,8	12,547	80,28	350	0,35	0,090	1,174	0,319	0,0332	0,0365	0,1143
27,5	6	108,5	11,367	90,3	360	0,36	0,090	1,174	0,289	0,0332	0,0331	0,1143
27,5	6	83,6	8,751	110,3	380	0,38	0,090	1,174	0,223	0,0332	0,0255	0,1143
27,5	6	82,8	8,669	120,27	390	0,39	0,090	1,174	0,221	0,0332	0,0252	0,1143
27,5	6	66,4	6,953	130,25	400	0,4	0,090	1,174	0,177	0,0332	0,0202	0,1143
27,5	6	60,8	6,362	140,25	410	0,41	0,090	1,174	0,162	0,0332	0,0185	0,1143
27,5	6	0,0	0,000	150,27	420	0,42	0,090	1,174	0,000	0,0332	0,0000	0,1143

Tabel C.4 Data Putaran, Coefficient of Power, dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius konfigurasi kedua pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	s (kg)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	445,5	46,651	0	0	0	0,090	1,174	1,018	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	383,5	40,157	20,1	150	0,15	0,090	1,174	0,876	0,0160	0,0354	0,0405
27,5	7	328,9	34,439	40,19	290	0,29	0,090	1,174	0,751	0,0308	0,0584	0,0778
27,5	7	310,1	32,472	50,2	340	0,34	0,090	1,174	0,708	0,0357	0,0639	0,0903
27,5	7	281,6	29,491	60,27	400	0,4	0,090	1,174	0,643	0,0419	0,0681	0,1058
27,5	7	258,1	27,024	70,27	430	0,43	0,090	1,174	0,590	0,0443	0,0660	0,1120
27,5	7	236,1	24,725	80,28	450	0,45	0,090	1,174	0,539	0,0456	0,0621	0,1151
27,5	7	203,5	21,308	90,31	480	0,48	0,090	1,174	0,465	0,0480	0,0564	0,1214
27,5	7	169,9	17,788	100,29	500	0,5	0,090	1,174	0,388	0,0493	0,0483	0,1245
27,5	7	140,6	14,728	110,27	510	0,51	0,090	1,174	0,321	0,0493	0,0400	0,1245
27,5	7	129,8	13,591	120,33	530	0,53	0,090	1,174	0,296	0,0505	0,0378	0,1276
27,5	7	105,8	11,082	130,36	540	0,54	0,090	1,174	0,242	0,0505	0,0308	0,1276
27,5	7	96,5	10,103	140,37	550	0,55	0,090	1,174	0,220	0,0505	0,0281	0,1276
27,5	7	92,9	9,733	150,4	565	0,565	0,090	1,174	0,212	0,0511	0,0274	0,1291
27,5	7	0,0	0,000	160,42	580	0,58	0,090	1,174	0,000	0,0517	0,0000	0,1307

Tabel C.5 Data Coefficient of Static Torque dan rata-rata coefficient of static torque Turbin Angin Savonius kedua pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0078	0,0145	0,0278	0,0296
10	0,0359	0,0490	0,0482	0,0581
20	0,0648	0,0845	0,0771	0,0836
30	0,0843	0,1005	0,1093	0,1056
40	0,0992	0,1105	0,1149	0,1168
50	0,0961	0,1040	0,1118	0,1114
60	0,0851	0,0980	0,1007	0,1023
70	0,0750	0,0900	0,0913	0,0880
80	0,0609	0,0740	0,0722	0,0706
90	0,0484	0,0575	0,0545	0,0592
100	0,0328	0,0465	0,0406	0,0469
110	0,0219	0,0280	0,0288	0,0298
120	0,0094	0,0090	0,0111	0,0168
130	-0,0039	-0,0010	0,0021	0,0033
140	-0,0102	-0,0055	-0,0073	-0,0056
150	-0,0109	-0,0115	-0,0132	-0,0150
160	-0,0047	-0,0070	-0,0090	-0,0120
170	0,0016	0,0005	0,0031	0,0043
180	0,0078	0,0115	0,0278	0,0296
Rata-rata	0,0385	0,0467	0,0480	0,0497

BIODATA PENULIS



Muhammad Farhan dilahirkan di Padang tanggal 5 Agustus 2000 dan merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Penulis menempuh pendidikan di “豊橋市立天伯小学校” Toyohashi shiritsu Tenpaku shōgakkō (2006-2007), SD Semen Padang (2007-2012), SMP Negeri 8 Padang (2012-2015), SMA Negeri 1 Padang (2015-2018). Setelah menyelesaikan pendidikan SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke tahap perguruan tinggi di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember mulai tahun 2018. Selama empat tahun berkuliah, selain fokus pada kegiatan akademik, penulis juga aktif dalam kegiatan non-akademik seperti organisasi dan kepanitiaan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif sebagai Kepala Biro *Quality Control* Departemen Relasi dan Media BEM FTIRS ITS 2020/2021, Wakil Biro Seni DIMENSI Mesin ITS 2020/2021. Dalam kepanitiaan, penulis aktif sebagai Staff Desain ITS EXPO 2019 dan Staff Ahli Desain ITS Expo 2021. Penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di PT Semen Padang selama satu bulan di bidang Pemeliharaan dan *Overhaul*. Dilanjutkan Magang di PT Solusi Produk Indonesia selama enam bulan di bidang *Research and Development*. Selanjutnya mengikuti Kegiatan Studi Independen dari Kampus Merdeka di Bangkit Academy 2022 led by Google, Tokopedia, Gojek, & Traveloka selama lima bulan di bidang *Machine Learning*. Penulis dapat dihubungi melalui *e-mail* frantm05@gmail.com.