

TUGAS AKHIR - TM 184835

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN PERFORMA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER SIRKULAR PENGGANGGU DI DEPAN SUDU
RETURNING DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING***

MOCHAMAD IZHAR MURTI

NRP 02111840000033

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 - TM 184835

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN PERFORMA
TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN
SILINDER SIRKULAR PENGGANGGU DI DEPAN SUDU
RETURNING DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING***

“Studi kasus dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$ dengan rasio peletakan di samping sudu *Advancing* $Y/D = 1,27$ dan di depan sudu *Returning* $S/D = 1,37$ pada variasi kecepatan aliran udara 4, 5, 6 dan 7 m/s”

Mochamad Izhar Murti

NRP 02111840000033

Dosen Pembimbing

Prof.Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA 2022



FINAL PROJECT - TM 184835

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE INTERFERENT CIRCULAR CYLINDER FRONT OF THE *RETURNING BLADE* AND SIDE OF *ADVANCING BLADE*

“A Case study with the ratio of diameter of the circular cylinder to the turbine diameter of $d/D = 0.5$ with the ratio of circular cylinder beside the *Advancing Blade* $Y/D = 1.27$ and in front of the *Retuning Blade* $S/D = 1.37$ on wind speed at 4. 5. 6 and 7 m/s”

Mochamad Izhar Murti

NRP 02111840000033

Advisor

Prof.Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM ENGINEERING

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA 2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR PENGGANGGU DI DEPAN SUDU RETURNING DAN DI SAMPING SUDU ADVANCING

“Studi kasus dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$ dengan rasio peletakan di samping sudu Advancing $Y/D = 1,27$ dan di depan sudu Returning $S/D = 1,37$ pada variasi kecepatan aliran udara 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 : **Mochamad Izhar Murti**
NRP. 0211184000033

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.....(Pembimbing)

NIP. 196001291987011001

2. Vivien Suphandani Djanali, ST, M.Eng.Sc. PhD.....(Penguji 1)

NIP. 198105292003122001

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

NIP. 196412281990031002

4. Nur Ikhwan, ST. M.Eng.....(Penguji 3)

NIP. 196709151995121001

SURABAYA
Juli, 2022

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE INTERFERENT CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF THE RETURNING VALUES AND SIDE OF THE ADVANCING BLADE

"A case study with the ratio of the diameter of the circular cylinder to the turbine diameter of $d/D = 0,5$ with the ratio of circular cylinder beside the Advancing blade $Y/D = 1,27$ and in front of the Returning blade $S/D = 1,37$ on wind speed at. 4, 5, 6 and 7 m/s"

FINAL PROJECT

Submitted to fullfill one of the requirements
for obtaining a Bachelor of Engineering Degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **Mochamad Izhar Murti**
NRP. 0211184000033

Approved by Final Project Proposal Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA..... (Advisor)
NIP. 196001291987011001
2. Vivien Suphandani Djanali, ST, M.Eng.Sc. PhD..... (Examiner 1)
NIP. 198105292003122001
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., PhD..... (Examiner 2)
NIP. 196412281990031002
4. Nur Ikhwan, ST, M.Eng..... (Examiner 3)
NIP. 196709151995121001

SURABAYA
July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Mochamad Izhar Murti / 0211184000033
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 PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS
DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR PENGGANGGU DI DEPAN SUDU
RETURNING DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING*

“Studi kasus dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$ dengan rasio peletakan di samping sudu Advancing $Y/D = 1,27$ dan di depan sudu Returning $S/D = 1,37$ pada variasi kecepatan aliran udara 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, 11 Juli 2022

Mahasiswa

Mengetahui
Dosen Pembimbing

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

Mochamad Izhar Murti
NRP. 0211184000033

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Student name / NRP : Mochamad Izhar Murti / 0211184000033
Study program : S-1 Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA /
196001291987011001

Hereby declare that the Final Project with the title

“EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE INTERFERENT CIRCULAR CYLINDER FRONT OF THE RETURNING BLADE AND SIDE OF ADVANCING BLADE”

“A Case study with the ratio of diameter of the circular cylinder to the turbine diameter of $d/D = 0.5$ with the ratio of circular cylinder beside the Advancing Blade $Y/D = 1.27$ and in front of the Retuning Blade $S/D = 1.37$ on wind speed at 4. 5. 6 and 7 m/s” is the result of his 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 applicable provisions at the Sepuluh Nopember Institute of Technology.

Knowing
Advisor



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

Surabaya, 11 July 2022

Student



Mochamad Izhar Murti
NRP. 0211184000033

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN PENEMPATAN SILINDER SIRKULAR PENGGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING* DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING*

“Studi kasus dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$ dengan rasio peletakan di samping sudu *Advancing* $Y/D = 1,27$ dan di depan sudu *Returning* $S/D = 1,37$ pada variasi kecepatan aliran udara 4, 5, 6 dan 7 m/s”

Nama : Mochamad Izhar Murti
NRP : 02111840000033
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Pertumbuhan penduduk dan ekonomi yang tidak terhindarkan membuat kebutuhan energi di Indonesia dan dunia akan semakin naik. Sementara itu, energi didominasi oleh energi fosil dalam bentuk minyak bumi, gas dan batu bara. Hal ini menjadi ancaman karena energi fosil yang tidak bisa bertahan untuk selamanya. Oleh karena itu, dibutuhkan sebuah energi alternatif untuk menggantikan fungsi dari energi fosil salah satunya yaitu energi angin. Turbin angin Savonius dipilih karena bentuk turbinnya yang sederhana serta keunggulan utama yaitu dapat menerima aliran udara dari arah manapun. Namun memiliki kelemahan terbesar yaitu nilai efisiensinya yang cenderung lebih rendah dari jenis turbin lainnya. Oleh karena itu, dibutuhkan sebuah penelitian untuk meningkatkan kinerja dari Turbin Savonius melalui sebuah eksperimen. Sehingga tujuan utama penelitian yaitu untuk mengoptimalkan performa Turbin Savonius dengan cara menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *Returning* dan di samping sudu *Advancing*.

Penelitian dilakukan melalui eksperimen dengan 2 konfigurasi yaitu konfigurasi A untuk penambahan silinder sirkular pengganggu di samping sudu *Advancing* dan konfigurasi B untuk penambahan silinder sirkular pengganggu di samping sudu *Advancing* sekaligus di depan sudu *Returning* dengan rasio $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$ Variasi kecepatan yang digunakan yaitu sebesar 4, 5, 6 dan 7 m/s. Turbin yang digunakan memiliki ukuran diameter sudu $D = 165,2$ mm dan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter sudu $d/D = 0,5$. Beberapa komponen utama yang digunakan adalah *Axial Fan* sebagai sumber udara, *Honeycomb* untuk penyeragaman aliran dan tempat penyangga untuk Turbin Savonius. Alat ukur utama yaitu Anemometer sebagai pengukur kecepatan aliran, Tachometer sebagai pengukur kecepatan putaran, Torquemeter untuk mengukur torsi statis dan *Brake Dynamometer* untuk mengukur torsi dinamis.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa konfigurasi A memberikan penurunan performa untuk semua kecepatan terhadap nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dimana terjadi penurunan terkecil yaitu sebesar -17,9% untuk nilai CoP dan -5,6% untuk nilai Cm pada kecepatan 6 m/s. Pada konfigurasi B terdapat peningkatan performa terhadap nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dimana terjadi kenaikan sebesar 23,4% untuk nilai CoP dan 2,27% untuk nilai Cm.

Kata Kunci : *Coefficient of Moment*, *Coefficient of Power*, Energi, Konfigurasi, Savonius

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE INTERFERENT CIRCULAR CYLINDER IN FRONT OF THE *RETURNING* VALUES AND SIDE OF THE *ADVANCING BLADE*

"A case study with the ratio of the diameter of the circular cylinder to the turbine diameter of $d/D = 0,5$ with the ratio of circular cylinder beside the *Advancing blade* $Y/D = 1,27$ and in front of the *Returning blade* $S/D = 1,37$ on wind speed at. 4, 5, 6 and 7 m/s"

Name : Mochamad Izhar Murti
NRP : 02111840000033
Department : Mechanical Engineering
Advisor : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Population and economic growth that is unavoidable makes the need for energy in Indonesia and the world will increase. Meanwhile, energy is dominated by fossil energy in the form of oil, gas and coal. This is a threat because fossil energy cannot last forever. Therefore, an alternative energy is needed to replace the function of fossil energy, one of which is wind energy. The Savonius wind turbine was chosen because of its simple turbine shape and the main advantage of being able to accept *airflow* from any direction. However, it has the biggest weakness, namely the efficiency value which tends to be lower than other types of turbines. Therefore, a study is needed to improve the performance of the Savonius Turbine through an experiment. So that the main objective of the research is to optimize the performance of the Savonius turbine by adding an interfering cylinder in front of the *Returning blade* and next to the *Advancing blade*.

The research was carried out through experiments with 2 configurations, namely configuration A for the addition of an circular cylinder beside the *Advancing blade* and configuration B for adding an circular cylinder beside the *Advancing blade* as well as in front of the *Returning blade* with a ratio of $Y/D = 1,27$ and $S/D = 1,37$ The speed variations used are 4, 5, 6 and 7 m/s. The turbine used has a *blade* diameter of $D = 165,2$ mm and the ratio of the diameter of the interfering cylinder to the diameter of the *blade* $d/D = 0,5$. Some of the main components used are *Axial Fan* as an air source, *Honeycomb* for uniform *flow* and a buffer for the Savonius Turbine. The main measuring instruments are the Anemometer as a *flow* velocity gauge, Tachometer as a rotation speed gauge,

The results show that configuration A provides a decrease in performance for all speeds to the value of the *Coefficient of Power* and *Coefficient of Moment* where the smallest decrease is -17,9% for the CoP value and -5,6% for the Cm value at a speed of 6 m/s. . In configuration B, there is an increase in the performance of the *Coefficient of Power* and *Coefficient of Moment* values where there is an increase of 23,4% for the CoP value and 2,27% for the Cm value.

Keywords : *Coefficient of Moment, Coefficient of Power, Configuration, Energy, Savonius*

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur kepada Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga Tugas Akhir dengan judul Studi Eksperimen Peningkatan Performa Turbin Savonius Dengan Penambahan Silinder Sirkular Pengganggu di Depan Sudu *Returning* dan Di Samping Sudu *Advancing* “Studi kasus dengan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$ dengan rasio peletakan di samping sudu *Advancing* $Y/D = 1,27$ dan di depan sudu *Returning* $S/D = 1,37$ pada variasi kecepatan aliran udara 4, 5, 6 dan 7 m/s” sehingga dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu. Tugas Akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan dari Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir dapat berjalan dengan lancar karena bantuan beberapa pihak. Pada kesempatan kali ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan karunia-Nya
2. Orang tua penulis, Bapak Mochamad Nasir dan Ibu Annisa Ismawati atas segala doa, kasih sayang, semangat, support dan segala bantuannya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir.
3. Kakak penulis, Aris Mukti Nizami dan adik penulis Tharisa Alya Ufairah, Talitha Afa Adillah yang selalu memberi dukungan, doa dan semangat kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir.
4. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA, selaku dosen membimbing yang selalu membimbing dan mengawasi dengan penuh kasih sayang serta motivasinya yang diberikan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD, Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT, Vivien Suphandani, ST, ME, PhD, selaku dosen penguji seminar proposal dan sidang tugas akhir atas ilmu, saran dan masukan untuk penyempurnaan Tugas Akhir ini.
6. Rekan-rekan Tim Sapuangin yang telah memberi support, dukungan, doa dan segala hiburan yang telah dilakukan sehingga penulis dapat mengerjakan dengan riang.
7. Rr. Nola Amanda Kusuma Putri selaku pacar yang telah memberikan dukungan penuh dalam keadaan apapun sehingga penulis dapat mengerjakan Tugas Akhir dengan lancar.
8. Tim Savonius kelompok 11 Daw, Ade, Rifqi, Ando, Kornel, Farhan, Alza dan Agha yang bersama-sama mengerjakan penelitian ini dengan kompak menyelesaikan tugas akhir ini.
9. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir masih jauh dari kata sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi dan wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga Teknik Mesin dan civitas akademika ITS. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat dan berkah bagi mahasiswa lain.

Surabaya, 30 Juni 2022

Penulis

Daftar Isi

BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	5
1.4 Batasan Masalah	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	6
2.1 Energi Terbarukan	6
2.2 Turbin Angin.....	6
2.3 Turbin Savonius	8
2.4 Aliran pada Silinder Pejal	9
2.5 Gaya <i>Drag</i>	10
2.6 Perhitungan Torsi.....	12
2.7 Bilangan <i>Reynolds</i>	12
2.8 Menghitung Daya Turbin.....	13
2.9 Perhitungan Daya Aktual Turbin	13
2.10 <i>Coefficient of Moment (Cm)</i>	14
2.11 <i>Coefficient of Power (CoP)</i>	15
2.12 <i>Tip Speed Ratio</i>	15
2.13 Penelitian Terdahulu	16
2.13.1 Meningkatkan Kemampuan “ <i>Self-Starting</i> ” dari Turbin Savonius dengan memberikan Silinder Pengganggu di depan <i>Returning Blade</i>	16
2.13.2 Studi Numerik Mengenai Performa Turbin Air Savonius Ketika Ditambahkan Silinder Pengganggu Di Depan Turbin	17
2.13.3 Studi Numerik Pengaruh Stagger Angle dari Silinder Pengganggu Di Depan Sudu <i>Returning Blade</i> Terhadap Performa Turbin Savonius	20
2.13.4 Studi Numerik Mengenai Efek Penempatan Silinder Pengganggu Di Samping <i>Advancing Blade</i> Dengan Variasi Jarak Horizontal Dari Turbin Terhadap Performa Turbin Air Savonius	23
2.13.5 Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius	26
2.14 Perbandingan Penelitian.....	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	30
3.1 Skema Penelitian.....	30
3.2 Analisa Dimensi.....	31

3.2.1	<i>Coefficient of Power (CoP)</i>	31
3.2.2	<i>Coefficient of Moment</i>	33
3.3	Peralatan.....	34
3.3.1	<i>Axial Fan</i>	34
3.3.2	<i>Voltage Regulator</i>	35
3.3.3	Turbin Angin Savonius	36
3.3.4	Silinder Sirkular Pengganggu.....	36
3.3.5	Penyangga Turbin Angin Savonius.....	37
3.3.6	<i>Honeycomb</i>	37
3.3.7	Alat Ukur.....	38
3.4	Experemintal Set Up	43
3.4.1	Prosedur Penelitian.....	43
3.4.2	<i>Flowchart</i> Penelitian	45
3.5	Uji <i>Uniformity</i>	48
3.6	Perhitungan <i>Uncertainty</i>	49
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		54
4.1	Contoh Perhitungan	54
4.1.1	Perhitungan <i>Reynolds Number</i>	54
4.1.2	Perhitungan <i>Tip Speed Ratio</i> (λ)	55
4.1.3	Perhitungan <i>Coefficient of Power (CoP)</i>	55
4.1.4	Perhitungan <i>Coefficient of Moment (Cm)</i>	56
4.2	Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konfigurasi Konvensional Tanpa Penambahan Silinder Pengganggu.....	56
4.2.1	Analisa <i>Coefficient Of Power (CoP)</i> terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	56
4.2.2	Analisa <i>Coefficient Of Moment (Cm)</i> terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	58
4.2.3	Analisa <i>Static Torque Coefficient (CTS)</i> terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	59
4.3	Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu terhadap Turbin Angin Savonius Konvensional.....	60
4.3.1	<i>Coefficient of Power (CoP)</i> terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ)	60
4.3.1.1	Analisa nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> pada kecepatan 4 m/s.	61
4.3.1.2	Analisa nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> pada kecepatan 5 m/s.	62

4.3.1.3 Analisa nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> pada kecepatan 6 m/s.	63
4.3.1.4 Analisa nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> pada kecepatan 7 m/s.	65
4.3.2 <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) terhadap fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ).....	66
4.3.2.1 Analisa nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Kecepatan 4 m/s	66
4.3.2.2 Analisa nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Kecepatan 5 m/s	68
4.3.2.3 Analisa nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Kecepatan 6 m/s	69
4.3.2.4 Analisa nilai <i>Coefficient of Moment</i> (Cm) terhadap nilai <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) pada Kecepatan 7 m/s	71
4.3.3 <i>Static Torque Coefficient</i> (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ).....	72
4.3.3.1 Analisa nilai <i>Static Torque Coefficient</i> (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 4 m/s	73
4.3.3.2 Analisa nilai <i>Static Torque Coefficient</i> (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 5 m/s	74
4.3.3.3 Analisa nilai <i>Static Torque Coefficient</i> (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 6 m/s	76
4.3.3.4 Analisa nilai <i>Static Torque Coefficient</i> (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 7 m/s	78
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	80
5.1 Kesimpulan	80
5.2 Saran	80

Daftar Gambar

Gambar 2.1 a.Kincir Angin Belanda b.Kincir Angin Multi-Bilah Amerika (Philip J. Pritchard 2011).....	7
Gambar 2.2 Jenis-jenis Turbin (Philip J. Pritchard 2011)	8
Gambar 2.3 a.HAWT b.VAWT (Philip J. Pritchard 2011)	8
Gambar 2.4 Konfigurasi Turbin Savonius (Eddahmani Aymane et al, 2017)	9
Gambar 2.5 Ilustrasi Aliran pada Silinder Pejal (Philip J. Pritchard 2011).....	9
Gambar 2.6 Skema Sederhana Penguraian Gaya <i>Drag</i>	10
Gambar 2.7 Ilustrasi Turbin Savonius	13
Gambar 2.8 Skema <i>Brake Dynamometer</i>	14
Gambar 2.9 Data Hasil Eksperimen Cts terhadap Posisi <i>Blade Angle</i> (Triyogi et al, 2021) ..	17
Gambar 2.10 Ukuran <i>Blade</i> Turbin Savonius (Setiawan et al, 2019)	18
Gambar 2.11 Domain Simulasi (Setiawan et al, 2019)	18
Gambar 2.12 Grafik <i>Coefficient of Torque</i> terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)	19
Gambar 2.13 Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap TSR (Setiawan et al, 2019).....	19
Gambar 2.14 <i>Velocity Contour</i> Hasil Simulasi (Setiawan et al, 2019).....	20
Gambar 2.15 Konfigurasi <i>Boundary Layer</i> Simulasi (Setiawan et al, 2019)	21
Gambar 2.16 (a) Domain Tetap (b) Domain <i>Wake</i> (c) Domain Bergerak Rotasi (Setiawan et al, 2019).....	21
Gambar 2.17 Hasil dari (a) Verifikasi dan (b) Validasi (Setiawan et al, 2019)	22
Gambar 2.18 (a) Grafik antara <i>Coefficient of Torque</i> terhadap TSR dan (b) Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)	23
Gambar 2.19 Konfigurasi Penempatan Silinder Pengganggu terhadap Turbin Savonius (Setiawan et al, 2019)	24
Gambar 2.20 (a) Domain tetap (b) Domain <i>Wake</i> (c) Domain Gerakan Rotasi (Setiawan et al, 2019).....	24
Gambar 2.21 Konfigurasi <i>Boundary Condition</i> dari Simulasi (Setiawan et al, 2019)	25
Gambar 2.22 Grafik Hasil SIMulasi untuk (a) Cp terhadap TSR dan (b) Cm terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)	26
Gambar 2.23 Konfigurasi dari Eksperimen (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)	27
Gambar 2.24 Grafik Hasil Eksperimen antara CoP terhadap TSR (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)	28
Gambar 2.25 Grafik Hasil Eksperimen antara Cm terhadap TSR (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)	28
Gambar 3.1 Skema Penelitian	30
Gambar 3.2 Penelitian dengan Konfigurasi A.....	30
Gambar 3.3 Penelitian dengan Konfigurasi B	31

Gambar 3.4 <i>Axial Fan</i>	35
Gambar 3.5 <i>Voltage Regulator</i>	35
Gambar 3.6 Turbin Savonius	36
Gambar 3.7 Silinder Sirkular Pengganggu	37
Gambar 3.8 Penyangga Turbin Savonius	37
Gambar 3.9 <i>Honeycomb</i>	38
Gambar 3.10 Anemometer	39
Gambar 3.11 Tachometer	40
Gambar 3.12 Torquemeter	40
Gambar 3.13 Konfigurasi <i>Brake Dynamometer</i>	41
Gambar 3.14 Benang Nilon	42
Gambar 3.15 Massa Pemberat	42
Gambar 3.16 Neraca Pegas	43
Gambar 3.17 <i>Flowchart</i> penelitian	47
Gambar 3.18 Skema Pengujian <i>Uniformity</i>	48
Gambar 3.19 Hasil Pengujian <i>Uniformity</i> Sumbu Horizontal	48
Gambar 3.20 Hasil Pengujian <i>Uniformity</i> Sumbu Vertikal	49
Gambar 4.1 Grafik <i>Coefficient of Power</i> pada Konfigurasi Konvensional	57
Gambar 4.2 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> pada Konfigurasi Konvensional	58
Gambar 4.3 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> pada Konfigurasi Konvensional	59
Gambar 4.4 Grafik <i>Coefficient of Power</i> pada Kecepatan 4 m/s	61
Gambar 4.5 Grafik <i>Coefficient of Power</i> pada Kecepatan 5 m/s	62
Gambar 4.6 Grafik <i>Coefficient of Power</i> pada Kecepatan 6 m/s	64
Gambar 4.7 Grafik <i>Coefficient of Power</i> pada Kecepatan 7 m/s	65
Gambar 4.8 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> pada Kecepatan 4 m/s	67
Gambar 4.9 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> pada Kecepatan 5 m/s	68
Gambar 4.10 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> pada Kecepatan 6 m/s	70
Gambar 4.11 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> pada Kecepatan 7 m/s	71
Gambar 4.12 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> pada Kecepatan 4 m/s	73
Gambar 4.13 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> pada Kecepatan 5 m/s	75
Gambar 4.14 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> pada Kecepatan 6 m/s	76
Gambar 4.15 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> pada Kecepatan 7 m/s	78

Daftar Tabel

Tabel 2.1 Nilai <i>Coefficient of Drag</i> pada Beberapa Bentuk Benda (Philip J. Pritchard 2011)	11
Tabel 2.2 Input Data untuk Simulasi (Setiawan et al, 2019)	18
Tabel 2.3 Hasil Eksperimen Penelitian (Setiawan et al, 2019)	25
Tabel 2.4 Hasil Simulasi ANSYS 17.0 (Setiawan et al, 2019)	25
Tabel 2.5 Perbandingan hasil Eksperimen dan Simulasi (Setiawan et al, 2019)	25
Tabel 2.6 Perbandingan Penelitian Terdahulu	29
Tabel 3.1 Spesifikasi dari <i>Axial Fan</i>	35
Tabel 3.2 Spesifikasi dari <i>Voltage Generator</i>	35
Tabel 3.3 Spesifikasi dari Anemometer	39
Tabel 3.4 Spesifikasi dari Tachometer	40
Tabel 3.5 Spesifikasi Torquemeter	41
Tabel 3.6 Spesifikasi dari Benang Nylon	42
Tabel 3.7 Spesifikasi dari Massa Pemberat	42
Tabel 3.8 Spesifikasi dari Neraca Pegas	43
Tabel 3.9 Hasil Perhitungan <i>Uncertainty</i>	53

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi di Indonesia diperkirakan akan semakin naik akibat pertumbuhan ekonomi dan penduduk. Pola konsumsi energi dunia, maupun Indonesia saat ini, masih didominasi oleh energi fosil dalam bentuk minyak bumi, gas dan batu bara. Hal ini menjadi sebuah ancaman di sektor energi yang membutuhkan penanganan yang serius. Pada 2021, produksi batu bara Indonesia mencapai 606,22 juta ton. Jumlah itu meningkat 7,2% dibandingkan pada 2020 yang sebesar 565,69 juta ton. Kendati demikian, produksi batu bara pada tahun lalu masih belum mencapai target yang direncanakan. Tercatat rencana produksi batu bara sebesar 625 juta ton pada 2021. Artinya produksi batu bara semakin menurun dalam seiringnya waktu (**ESDM, 2022**). Dari data diatas, maka diperlukan sebuah energi alternatif untuk menggantikan energi fosil sebagai sumber energi utama. Energi Baru Terbarukan merupakan potensi yang sangat besar untuk dijadikan sumber energi alternatif, salah satunya adalah energi angin. Target kapasitas PLT_Angin (Pembangkit Listrik Tenaga Angin) pada tahun 2025 yakni 255 MW. Sementara hingga tahun 2020 PLT_Angin baru terpasang sekitar 135 MW. Dengan demikian pengembangan energi angin di Indonesia masih menjadi tantangan nasional (**ESDM, 2021**)

Salah satu turbin yang dapat memanfaatkan energi angin ini diantaranya yaitu Turbin Savonius. Turbin Savonius merupakan salah satu jenis Turbin angin vertikal. Turbin Savonius memiliki bentuk menyerupai “S” yang berbentuk seperti setengah silinder. Terdapat 2 sisi pada jenis Turbin Savonius yaitu sisi *advancing blade* yang berbentuk cembung dan sisi *returning blade* yang berbentuk cekung. Turbin Savonius bekerja akibat terdapat gaya *drag* yang dialami oleh *blade* dari Turbin Savonius sehingga turbin dapat berputar yang nantinya akan disambungkan ke generator untuk menghasilkan listrik. Kelebihan utama dari Turbin Savonius adalah turbin dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah dan juga dapat menerima angin dari arah manapun. Kelebihan lain yaitu pembuatan yang mudah, perawatan yang murah dan tidak perlu dipasang di tempat tinggi. Namun dari kelebihan-kelebihan diatas, terdapat kekurangan utama dari Turbin Savonius yaitu efisiensi yang cenderung rendah dibandingkan dengan jenis turbin lainnya. Oleh karena itu, terdapat banyak penelitian yang dilakukan untuk menaikkan nilai efisiensi dari Turbin Savonius

Terdapat banyak penelitian yang dilakukan untuk menaikkan nilai efisiensi dari Turbin Savonius. Beberapa penelitian sebelumnya antara lain oleh **Triyogi et al (2021)** mengenai meningkatkan kemampuan “*Self-Starting*” dari Turbin Savonius dengan memberikan silinder pengganggu di depan *Returning Blade*. Penelitian ini berupa eksperimen dengan variasi rasio jarak antara silinder pengganggu dengan pusat Turbin Savonius terhadap diameter turbin $1,2 < S/D < 2,6$; rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin $d/D = 0,5$ dan variasi *Reynolds Number* = 74000, 136000 dan 175000. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa penambahan silinder pengganggu dapat meningkatkan performa “*Self-Starting*” dari Turbin Savonius dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional. Untuk $1,4 < S/D < 1,8$ memiliki hasil yang paling efektif dalam meningkatkan performa “*Self-Starting*” pada Turbin Savonius.

Penelitian lainnya yaitu dilakukan oleh **Setiawan et al (2020)** mengenai studi numerik performa turbin air Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di depan turbin.

Penelitian dilakukan dengan simulasi menggunakan software Gambit 2.2.30 dan ANSYS 17.0. Simulasi digunakan dengan variasi $d/D = 0,1; 0,3$ dan $0,5$. TSR yang digunakan dalam simulasi yaitu sebesar $0,4; 0,6; 0,8; 1$ dan $1,2$. Dari hasil simulasi, penambahan silinder pengganggu di depan Turbin Savonius dengan *Staggered Angle* 0 memberi hasil yang lebih buruk terhadap performa Turbin Savonius dibandingkan konfigurasi Turbin Savonius konvensional dibuktikan dengan nilai *Coefficient of Power* (C_p) yang semakin turun terutama pada variasi $d/D = 0,5$.

Penelitian lainnya dilakukan oleh **Setiawan et al (2019)** mengenai studi numerik pengaruh dari *Staggered Angle* dari silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* terhadap performa Turbin Savonius. Penelitian dilakukan secara simulasi dengan menggunakan software ANSYS 17.0. Diameter turbin yang digunakan yaitu sebesar $0,4$ m dan kecepatan udara $0,22$ m/s. Rasio $d/D = 0,5$ dan $S/D = 0,7$. Variasi *Staggered Angle* dari silinder pengganggu terhadap garis horizontal terhadap turbin yang diteliti yaitu $0, 30, 60$ dan 90 derajat. Hasil penelitian yaitu bahwa variasi *Staggered Angle* untuk penempatan silinder pengganggu terhadap turbin dapat memberikan hasil yang bagus dibuktikan dengan hasil simulasi. Kenaikan C_p terbesar yaitu pada variasi *Staggered Angle* 60 derajat pada TSR $0,9$ sebesar $29,84\%$

Penelitian lain yang dilakukan oleh **Setiawan et al (2019)** mengenai studi numerik efek dari penempatan silinder pengganggu di samping *Advancing Blade* dengan variasi jarak horizontal dari turbin terhadap performa Turbin Air Savonius. Penelitian dilakukan dengan simulasi menggunakan software ANSYS 17.0. Parameter utama yang diteliti adalah *Coefficient of Power* (C_p) dari performa Turbin Savonius. Simulasi dilakukan dengan menggunakan diameter silinder pengganggu konstan yaitu dengan rasio $d_s/D = 0,3$ ditempatkan pada sumbu vertical yaitu dengan rasio $Y/D = 0,7$ dan ditempatkan terhadap sumbu horizontal dengan variasi $X/D = 0; 0,5; 1; 1,5$ dan 2 . Kenaikan C_p terbesar yaitu pada rasio jarak $X/D = 0,5$ dengan TSR $0,9$ namun menurun ketika nilai TSR membesar dibandingkan dengan $X/D = 0$. Kenaikan C_p yaitu sebesar $17,31\%$ dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional.

Penelitian lainnya yaitu dilakukan oleh **Ayu Putri Pratiwi (2018)** mengenai studi eksperimen untuk meningkatkan performa dari Turbin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade*. Penelitian dilakukan dengan rasio perbandingan diameter silinder dan diameter turbin sebesar $d/D = 1$, variasi *Reynolds number* yang digunakan yaitu $9,7 \times 10^4; 14,5 \times 10^4; 17,8 \times 10^4$. Variasi posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (y/D) sebesar $0; 0,25$ dan $0,5$. Kenaikan terbesar nilai dari CoP , C_m dan Torsi Statis terbesar adalah ketika $d/D = 1$, $S/D = 2$ pada posisi silinder pengganggu tegak lurus arah datangnya angin (y/D) = $0,5$ dengan *Reynolds Number* sebesar $17,8 \times 10^4$. CoP berhasil meningkat sebesar $1,17$ kali; C_m mengalami kenaikan terbesar sebesar $1,13$ kali dan Torsi Statis minimum terbesar berhasil meningkat sebesar $0,84$ kali

Dari penjelasan latar belakang di atas maka dapat disimpulkan bahwa pemanfaatan Turbin Savonius merupakan alternatif yang sangat berpotensi dalam rangka menggantikan energi minyak bumi dan fosil sebagai sumber energi utama dikarenakan energi angin merupakan energi terbarukan yang belum dimanfaatkan secara penuh. Selain itu, Turbin Savonius memiliki beberapa keunggulan seperti pembuatan yang sederhana, murah, dan dapat menerima angin dari segala arah namun memiliki kekurangan pada nilai efisiensi yang cenderung lebih rendah dibandingkan dengan jenis turbin angin lainnya. Oleh karena itu,

penelitian yang akan dilakukan ini berupa penambahan silinder pengganggu di depan *Returning Blade* dan di samping *Advancing Blade* dengan menggunakan 2 konfigurasi yaitu konfigurasi A dengan rasio $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan rasio $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ dimana Y adalah jarak antara pusat turbin terhadap silinder pengganggu di samping sudu *Advancing Blade* pada sumbu Vertikal, S adalah jarak antara pusat turbin terhadap silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* pada sumbu Horizontal dan D adalah diameter dari sudu Turbin Savonius serta variasi kecepatan udara 4, 5, 6 dan 7 m/s diharapkan dapat memberikan hasil yang bagus khususnya untuk menaikkan nilai efisiensi dari Turbin Savonius karena penelitian belum pernah dilakukan sebelumnya.

1.2 Perumusan Masalah

Penelitian dilakukan dengan menggunakan salah satu jenis turbin vertikal yaitu Turbin angin Savonius dengan dua sudu turbin yaitu sisi *Advancing Blade* dan *Returning Blade*. Turbin angin Savonius dapat berputar akibat terdapat perbedaan gaya *drag* yang dialami oleh sisi *Advancing Blade* dan *Returning Blade*. Gaya *drag* yang diterima oleh *Advancing Blade* lebih besar daripada sisi *Returning Blade* karena bentuk dari *Blade* itu sendiri, sehingga hal ini menyebabkan Turbin angin Savonius dapat berputar terhadap porosnya. Nilai torsi dari Turbin angin Savonius dapat dihitung dari selisih nilai gaya *drag* dari *Advancing Blade* dan *Returning Blade* dikalikan dengan Panjang lengan pada turbin, serta dari nilai torsi tersebut apabila dikalikan dengan kecepatan putar turbin akan menghasilkan nilai daya output. Pengoptimalan selisih nilai *drag* merupakan salah satu cara yang efektif untuk menaikkan daya output dari Turbin angin Savonius. Semakin besar selisih gaya *drag* antara *Advancing Blade* dan *Returning Blade* akan memberikan daya output yang lebih besar. Dengan kata lain, *Coefficient of Power* (CoP) juga akan semakin meningkat. Terdapat dua upaya untuk menambah nilai selisih gaya *drag* antara *Advancing Blade* dan *Returning Blade* yaitu dengan menaikkan gaya *drag* pada *Advancing Blade* dan mengurangi gaya *drag* pada *Returning Blade* ataupun dengan melakukan keduanya sekaligus.

Pada penelitian ini dilakukan sebuah eksperimen dengan 2 konfigurasi yaitu konfigurasi A dan konfigurasi B. Konfigurasi A yaitu peletakan silinder pengganggu di samping dari sudu *Advancing blade* dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan peletakan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing Blade* dan peletakan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$. Konfigurasi A dan konfigurasi B diharapkan dapat menambah nilai selisih gaya *drag* antara *Advancing Blade* dan *Returning Blade* dengan Hipotesa sebagai berikut:

1. Pada konfigurasi A, pemberian silinder pengganggu pada jarak tertentu di samping sudu *Advancing Blade* menyebabkan efek *nozzle* antara ujung sudu *Advancing Blade* dan silinder pengganggu. Efek *nozzle* menyebabkan kecepatan udara naik dan menyebabkan momentum aliran pada daerah tersebut meningkat sehingga gaya dorong pada *Advancing Blade* bertambah. Peningkatan gaya dorong pada sudu *Advancing Blade* memberikan nilai torsi dari Turbin Savonius meningkat karena selisih antara gaya *drag* dari sudu *Advancing Blade* dan *Returning Blade* yang semakin besar. Selain itu kecepatan di daerah *Attached Flow* akan meningkat sehingga tekanan di belakang sudu *Advancing* menjadi lebih rendah yang menyebabkan selisih tekanan antara di depan sudu *Advancing* dan di belakang sudu *Advancing* meningkat dan terjadi peningkatan torsi positif. Peningkatan torsi memberikan hasil peningkatan juga pada daya dari

Turbin Savonius. Jarak antara silinder pengganggu dengan sudu *Advancing Blade* yang terlalu dekat diperkirakan tidak memberikan peningkatan karena silinder pengganggu hanya akan menjadi penghambat saja, begitu pula apabila jarak antara silinder pengganggu dengan sudu *Advancing Blade* terlalu jauh diperkirakan juga tidak memberikan peningkatan performa karena tidak memberikan efek *Nozzle*.

2. Pada konfigurasi B, dimana pemberian silinder pengganggu di depan *Returning Blade* akan menyebabkan nilai gaya *drag* berkurang dengan Hipotesa :

- Perbedaan tekanan total antara daerah di depan dan di belakang sudu *Returning Blade* yang semakin kecil. Udara harus menabrak silinder pengganggu sebelum mengenai sudu dari *Returning Blade* sehingga menyebabkan daerah *wake* di depan sudu *Returning Blade*. Daerah *wake* merupakan daerah yang memiliki tekanan relatif rendah sehingga selisih tekanan antara bagian depan dan belakang *Returning Blade* turun. Penurunan nilai *Pressure drag* tersebut yang menyebabkan nilai gaya *drag* dari sudu *Returning Blade* menurun sehingga selisih dari gaya *drag* antara *Advancing Blade* dan *Returning Blade* akan semakin besar yang memberikan hasil torsi dan power dari Turbin Savonius lebih besar
- Silinder pengganggu menyebabkan titik separasi pada sudu *Returning Blade* semakin tertunda karena *Shear Layer* yang terlepas dari silinder pengganggu jatuh pada permukaan sudu *Returning Blade* sehingga mempercepat transisi *Boundary Layer* dari aliran Laminar menjadi Turbulen. Udara yang turbulen memiliki momentum yang lebih besar untuk melawan gaya gesek dan *Adverse Pressure Gradient* sehingga dapat menunda titik separasi dari aliran. Penundaan titik separasi menyebabkan daerah *wake* di bagian belakang sudu *Returning Blade* menyempit sehingga nilai gaya *drag* dari sudu *Returning Blade* menurun. Penurunan gaya *drag* dari sudu *Returning Blade* menyebabkan torsi dan daya dari Turbin Savonius meningkat karena selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing Blade* dan *Returning Blade* semakin besar.

Dengan demikian gabungan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* dan di depan sudu *Returning* pada konfigurasi B diharapkan akan memberikan peningkatan kinerja turbin yang lebih.

3. Pemberian variasi kecepatan dari penelitian sebesar 4, 5, 6 dan 7 m/s yaitu bertujuan untuk menentukan kecepatan yang paling optimum dalam meningkatkan performa dari Turbin Savonius. Peningkatan kecepatan angin akan meningkatkan kecepatan dari poros turbin dan memberikan gaya dorong lebih sehingga torsi yang dihasilkan oleh Turbin Savonius akan meningkat. Peningkatan torsi akan memberikan nilai daya dari turbin juga meningkat sehingga nilai *Coefficient of Power* naik. Namun peningkatan kecepatan terdapat titik maksimum dimana terdapat puncak nilai torsi dan daya yang dihasilkan oleh Turbin Savonius. Kemudian nilai torsi dan power yang dihasilkan menurun ketika kecepatan angin ditambah melampaui titik maksimum dikarenakan *Energy Losses* yang semakin besar.

Untuk membuktikan hipotesa diatas maka akan dilakukan penelitian menggunakan turbin angin Savonius dengan rasio d/D sebesar 0,5 dimana D adalah diameter dari sudu Turbin Savonius sebesar 165,2 mm serta d merupakan diameter dari silinder pengganggu

yang diletakkan di depan sudu *Returning Blade* dan di samping *Advancing Blade* dengan $S/D = 1,37$ dan $Y/D = 1,27$

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan utama dilakukan penelitian ini yaitu untuk meningkatkan performa Turbin Angin Savonius mengenai tingkat efisiensinya dengan 2 konfigurasi yaitu konfigurasi A dan konfigurasi B. Pada konfigurasi A, silinder pengganggu diletakkan di samping sudu *Advancing Blade* untuk menaikkan gaya *drag* dengan $Y/D = 1,27$ dan pada konfigurasi B, silinder pengganggu diletakkan di depan sudu *Returning Blade* untuk menurunkan gaya *drag* dan meletakkan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing Blade* untuk menaikkan gaya *drag* dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan 4, 5, 6, dan 7 m/s dan perbandingan $d/D = 0,5$ dengan tujuan untuk menemukan data-data yang nantinya akan dianalisis untuk membandingkan nilai efisiensi dari hasil eksperimen dan turbin angin Savonius konvensional. Data-data tersebut:

1. Torsi statis ketika turbin angin Savonius diberi aliran udara
2. Kecepatan putaran dari turbin angin Savonius
3. *Coefficient of Moment* (C_m) dari turbin angin Savonius
4. *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius

1.4 Batasan Masalah

Penelitian dilakukan dengan beberapa batasan masalah agar penelitian dapat terarah dan dapat memberikan hasil yang diinginkan. Beberapa batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini yaitu sebagai berikut:

1. Aliran yang digunakan adalah eksternal *flow*
2. Aliran yang mengalir adalah *Steady Flow*, *Incompressible Flow* dan *Uniform Flow* pada sisi *upstream*
3. Penelitian dilakukan pada kondisi adiabatic dengan menggunakan aliran dua dimensi
4. Analisa dilakukan pada turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm
5. Analisa dilakukan dengan silinder pengganggu yang mempunyai diameter (d) = 88,8 mm
6. Rasio jarak silinder pengganggu di samping sudu *Advancing Blade* terhadap titik pusat turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) yaitu sebesar 1,27
7. Rasio jarak silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* terhadap titik pusat turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius (S/D) yaitu sebesar 1,37

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Energi Terbarukan

Sumber energi baru terbarukan (EBT) adalah sumber energi ramah lingkungan yang tidak mencemari lingkungan dan tidak memberikan kontribusi terhadap perubahan iklim dan pemanasan global, karena energi yang didapatkan berasal dari proses alam yang berkelanjutan, seperti sinar matahari, angin, air, biofuel dan geothermal. Ini menegaskan bahwa sumber energi telah tersedia, tidak merugikan lingkungan dan menjadi alasan utama mengapa EBT sangat terkait dengan masalah lingkungan dan ekologi. Persoalan energi merupakan kepentingan semua negara di dunia. Energi bukanlah merupakan komoditas biasa, akan tetapi merupakan komoditas strategis mengingat seluruh system dan dinamika kehidupan manusia dan negara tergantung kepada energi sebagai urat nadi kehidupan pada semua sector. Pengembangan pemanfaatan EBT merupakan upaya yang harus didukung penuh oleh seluruh lapisan masyarakat. Ketergantungan akan energi fosil yang semakin menipis cadangannya akan membuat Indonesia terjerembab dalam krisis energi. Sejatinya,antisipasi terhadap krisis energi bisa diatasi yaitu dengan terus melakukan pemanfaatan terhadap EBT. Indonesia memiliki potensi besar dalam mengembangkan EBT, diantaranya energi bayu (angin) sebesar 950 Megawatt, tenaga surya sebesar 11 gigawatt, tenaga air sebesar 75 gigawatt, energi biomasa 32 megawatt, biofuel sebesar 32 megawatt, potensi energi laut sebesar 60 gigawatt, dan panas bumi (Geothermal) yang diperkirakan memiliki potensi sebesar 29 gigawatt (ESDM, 2016).

Berdasarkan Peraturan Pemerintah No. 79 Tahun 2014 tentang Kebijakan Energi Nasional, target bauran energi baru dan terbarukan pada tahun 2025 paling sedikit 23% dan 31% pada tahun 2050. Target kapasitas PLT-Angin (Pembangkit Listrik Tenaga Angin) pada tahun 2025 yakni 255 MW. Sementara hingga tahun 2020 PLT-Angin baru terpasang sekitar 135 MW dengan perincian 75 MW di daerah Sidrap dan sebesar 60 MW di daerah Janeponto). Dengan demikian pengembangan energi angin di Indonesia masih menjadi tantangan nasional. Ketersediaan peta potensi energi angin yang akurat di seluruh wilayah Indonesia sangat diperlukan sebagai langkah awal dalam identifikasi dan pemilihan lokasi proyek energi angin. Peta tersebut memberikan informasi mengenai karakteristik angin di berbagai wilayah seperti kecepatan angin rata-rata, kecepatan maksimum dan minimum yang dapat dikonversi menjadi peta rapat daya dan peta energi tahunan (dalam kWh/ atau W/m²). Informasi tersebut sangat berguna sebagai dasar penentuan lokasi dan pemilihan teknologi turbin yang tepat.

2.2 Turbin Angin

Kincir angin (atau lebih tepatnya, turbin angin) telah digunakan selama berabad-abad untuk memanfaatkan kekuatan angin alami. Dua contoh klasik yang terkenal ditunjukkan pada Gambar 2.1

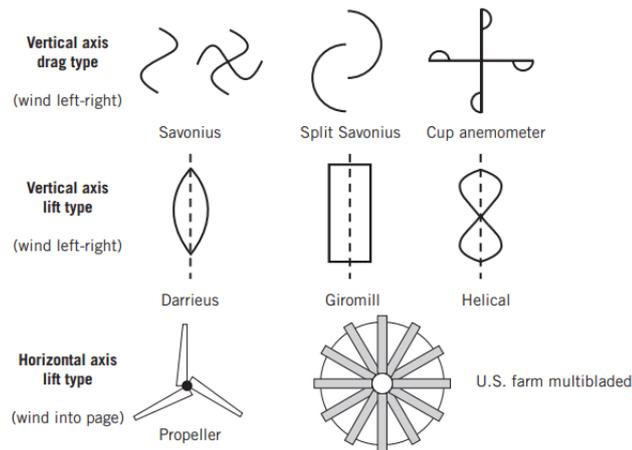


Gambar 2.1 a.Kincir Angin Belanda b.Kincir Angin Multi-Bilah Amerika (Philip J. Pritchard 2011)

Awalnya kincir angin Belanda (gambar 2.1a) berputar perlahan sehingga tenaganya dapat digunakan untuk untuk menggiling biji-bijian. Kincir angin berevolusi menjadi struktur yang besar; pada saat itu, terdapat ukuran maksimal karena keterbatasan material. Calvert melaporkan bahwa, berdasarkan uji skala laboratoriumnya, kincir angin tradisional Belanda berdiameter 26 m dapat menghasilkan 41 kW dengan kecepatan angin 36 km/jam pada kecepatan sudut 20 rpm. Kincir angin multi-bilah Amerika (gambar 2.1b) ditemukan di banyak pertanian Amerika sekitar tahun 1850 dan 1950. Kincir angin ini melakukan layanan yang berharga dalam menyalakan pompa air sebelum adanya elektrifikasi pedesaan.

Penekanan baru-baru ini terdapat pada sumber daya terbarukan yang telah menghidupkan kembali minat dalam desain dan pengoptimalan turbin angin. Pada tahun 2008, Amerika Serikat memiliki lebih dari 25.000 MW kapasitas pembangkit listrik berbasis angin, yang menghasilkan 52 juta MWh listrik, mewakili 1,26 persen dari total konsumsi energi listrik untuk tahun itu. Selain itu, pada tahun 2008 Amerika Serikat menyalip Jerman sebagai pembangkit tenaga listrik berbasis angin terbesar di dunia. Tenaga angin menyumbang 42 persen dari semua kapasitas pembangkit baru, naik dari hanya 2 persen pada tahun 2004. Sabuk angin Amerika, yang membentang melintasi Great Plains dari Texas ke Dakota, telah dijuluki sebagai “Angin Arab Saudi”.

Skema konfigurasi turbin angin ditunjukkan pada Gambar 2.2. Secara umum, turbin angin diklasifikasikan dalam dua cara. Klasifikasi pertama adalah orientasi sumbu turbin. Konfigurasi turbin angin sumbu horizontal (HAWT) dan turbin angin sumbu vertikal (VAWT) telah dipelajari secara ekstensif. Sebagian besar desain HAWT menampilkan baling-baling dua atau tiga bilah yang berputar dengan kecepatan tinggi, dipasang di menara bersama dengan generator listriknya. HAWT modern yang besar, yang ditunjukkan pada Gambar 2.3aa, mampu menghasilkan tenaga dalam angin apa pun di atas angin sepoi-sepoi. Turbin angin yang ditunjukkan pada Gambar 2.3b adalah PPN. Perangkat ini menggunakan bagian airfoil simetris modern untuk rotor. Desain VAWT lama seperti Darrieus troposkien, mengalami tegangan lentur tinggi dan torsi pulsator. Desain yang lebih baru, seperti yang ditunjukkan pada gambar ini, memiliki fitur airfoil heliks, yang mendistribusikan torsi lebih merata diantara sumbu pusat. VAWT memiliki generator listrik yang dipasang di tanah.



Gambar 2.2 Jenis-jenis Turbin (Philip J. Pritchard 2011)



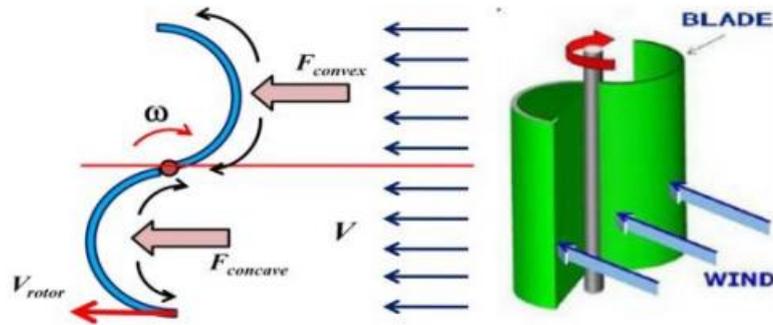
Gambar 2.3 a.HAWT b.VAWT (Philip J. Pritchard 2011)

Klasifikasi kedua adalah bagaimana energi angin dimanfaatkan. Kelompok turbin pertama mengumpulkan energi angin melalui gaya *drag*; turbin angin ini biasanya diterapkan dalam turbin konfigurasi sumbu vertikal saja. Kelompok kedua mengumpulkan energi melalui gaya angkat. Turbin angin berbasis lift menggunakan konfigurasi sumbu horizontal atau vertikal. Penting untuk dicatat bahwa sebagian besar desain ini adalah *Self-Starting*. Namun VAWT tipe lift tidak dapat melakukan *Self-Starting*; VAWT dapat menghasilkan daya yang dapat digunakan hanya di atas kecepatan sudut minimum tertentu. Hal ini biasanya dikombinasikan dengan turbin *self-starting*, seperti rotor Savonius, untuk memberikan torsi awal (Philip J. Pritchard 2011)

2.3 Turbin Savonius

Turbin angin Savonius ditemukan oleh insinyur Finlandia Sigurd Savonius pada tahun 1922. Desain paling dasar adalah berbentuk S dengan dua bilah. Turbin Savonius menggunakan gaya hambat untuk mendorong sudu-sudu yang melengkung untuk menghasilkan torsi yang akan membuat rotor berputar. Secara aerodinamis ini adalah turbin angin paling sederhana untuk dirancang dan dibangun yang mengurangi biayanya secara drastis dibandingkan dengan desain bilah *aerofoil* dari VAWT dan HAWT lainnya. Prinsip kerjanya sangat sederhana.

Turbin berputar karena adanya perbedaan gaya *drag* yang bekerja pada bagian cekung dan cembung pada sudu-sudunya. Gambar 2.4 mengilustrasikan prinsip ini

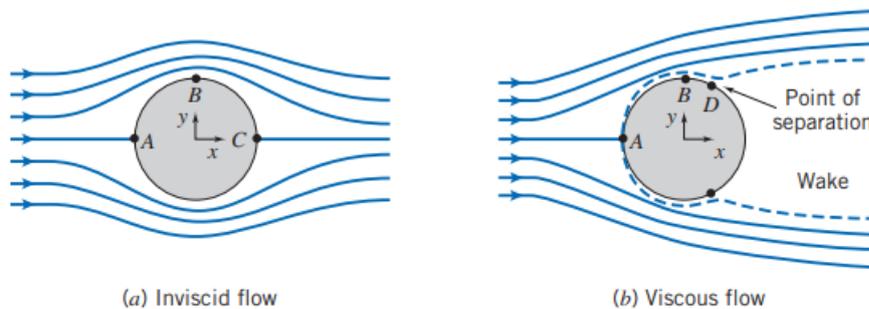


Gambar 2.4 Konfigurasi Turbin Savonius (Eddahmani Aymane et al, 2017)

Udara terperangkap di bagian cekung dan mendorong turbin. Aliran yang mengenai bagian cembung memang menghasilkan gaya hambat yang lebih rendah dari pada bagian cekung. Perbedaan gaya hambat inilah yang menyebabkan turbin ini berputar. Hal ini menurunkan efisiensi turbin karena sebagian tenaga angin digunakan untuk mendorong bagian cembung dan karenanya “terbuang” (Eddahmani Aymane et al, 2017)

2.4 Aliran pada Silinder Pejal

Aliran fluida mengalir pada silinder pejal termasuk dalam aliran *Viscous* dan *Inviscid*. Aliran *Viscous* merupakan aliran dimana viskositas fluida sangat berpengaruh sehingga menghasilkan tegangan geser pada dinding saluran. Sedangkan *Inviscid* adalah aliran dimana pada daerah tersebut tidak ada efek *Viscous*, sehingga tegangan geser diabaikan. Aliran pada silinder pejal dapat dilihat pada gambar 2.5.



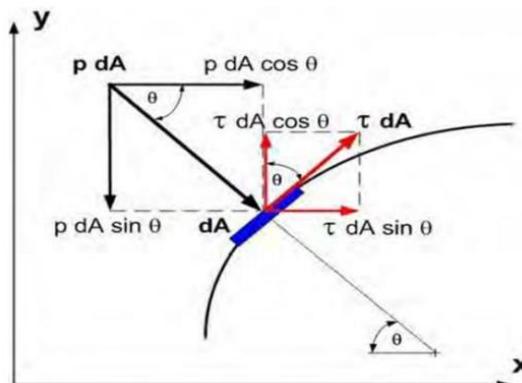
Gambar 2.5 Ilustrasi Aliran pada Silinder Pejal (Philip J. Pritchard 2011)

Gambar 2.5a merupakan gambar aliran *Inviscid*. Dapat dilihat pada gambar bahwa aliran ideal tidak terjadi daerah *wake*. Aliran yang terjadi adalah laminar yang halus dengan tangensial yang kecil. Terdapat beberapa titik yang mana pada titik tersebut, kondisinya berbeda. Aliran yang menabrak pada titik A kecepatannya kecil namun tekanan yang terjadi adalah besar. *Streamline* yang terjadi adalah garis lurus. Hal ini terjadi karena begitu *vector* kecepatan menabrak benda akan memantul kembali dan akibatnya arah *vector* kembali ini saling menghilangkan sehingga terbentuk arah kecepatan yang lurus. Kemudian mengalami kenaikan kecepatan pada titik D dengan tekanan yang rendah. Kecepatannya maksimum dan mengalami penurunan kecepatan pada titik E. Titik A dan E merupakan titik stagnansi yang pada kondisi ini tekanannya relative tinggi.

Gambar 2.5b merupakan gambar streamline aliran *Viscous* pada silinder pejal. Aliran *Viscous* adalah aliran dimana viskositas fluida sangat berpengaruh sehingga menghasilkan tegangan geser aliran pada dinding saluran. Pada titik A adalah titik stagnasi, titik stagnasi adalah kondisi dimana saat kecepatan menabrak *body* sehingga kecepatannya mendekati nol hingga kecepatannya nol, tekanannya maksimum dan tidak terjadi gaya geser. Kemudian kecepatan menuju ke titik B dimana kecepatannya maksimum dan tekanannya minimum. Titik B ini ada diatas *body* dan di bawah *body*. Kemudian titik C adalah titik separasi. Titik separasi adalah dimana terjadinya tegangan geser dan tekanan balik (*Adverse Pressure Gradient*), dan tekanan dari titik B lebih kecil dari *Adverse Pressure Gradient*. Maka kecepatan fluida ini akan mengalami Vortex dan akhirnya kecepatan aliran tersebut meninggalkan *body* dan menjauh dari *body*, kemudian menimbulkan daerah *wake*. *Wake* adalah daerah bertekanan rendah yang dibentuk oleh terpisahnya *Boundary Layer* bagian atas dan bagian bawah. *Wake* juga menyebabkan *Drag Force*. Jika *wake* yang timbul semakin besar maka *Drag Force* makin besar. Jika mempunyai energi lebih besar, separasi bisa tertunda dan *wake* menyempit. (Philip J. Pritchard, 2011)

2.5 Gaya Drag

Sebuah *body* jika ditempatkan dalam aliran fluida, maka *body* tersebut akan mendapatkan gaya dari aliran yang mengelilinginya. Secara umum, gaya tersebut ada dua, yaitu gaya hambat (*drag*) dan gaya angkat (*lift*). Gaya-gaya tersebut dihasilkan karena adanya tekanan (p) dan *skin friction* (τ). Gaya hambat terjadi karena adanya pergesekan dengan fluida sekitar dimana terjadi pada kondisi aliran *viscous* dan *incompressible*. Sedangkan gaya lift (gaya angkat) adalah gaya yang mempunyai arah vertikal atau tegak lurus dengan arah aliran. *Drag* merupakan komponen dari gaya pada suatu benda yang bekerja secara paralel atau sejajar terhadap arah aliran atau angin. Gaya *drag* memiliki arah sejajar (horizontal) dengan arah alirannya. Gaya hambat yang terjadi dapat berupa *skin friction drag* (FDf), yaitu gaya hambat yang menyinggung permukaan secara tangensial yang timbul sebagai akibat adanya viskositas (tegangan geser antara fluida dan permukaan benda) ataupun terjadi berupa *pressure drag* (FDp) yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan fluida. Resultan antara *skin friction drag* dan *pressure drag* disebut sebagai total *drag* seperti pada gambar 2.6 berikut ini.



Gambar 2.6 Skema Sederhana Penguraian Gaya Drag

Berdasarkan gambar 2.6 diatas, dA merupakan elemen luasan pada *body* yang dikenai gaya drag. *Skin friction drag* (FDf) merupakan integrasi dari seluruh permukaan *body* terhadap

gaya τ dA, sedangkan *pressure drag* (FDp) merupakan integrasi dari seluruh permukaan *body* terhadap gaya p dA, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$FDf = \int \tau dA \sin\theta \quad (2.1)$$

$$FDp = \int p dA \cos\theta \quad (2.2)$$

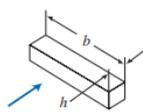
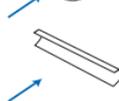
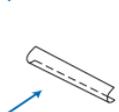
Berdasarkan persamaan 2.1 dan 2.2, gaya *drag* total (*total drag*) yang terbentuk dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$FD = FDf + FDp \quad (2.3)$$

$$FD = \int \tau dA \sin\theta A + \int p dA \cos\theta \quad (2.4)$$

Coefficient of drag (CD) merupakan bilangan tidak berdimensi yang besarnya berbeda, tergantung pada bentuk dari *body*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Tabel 2.1 berikut ini.

Tabel 2.1 Nilai *Coefficient of Drag* pada Beberapa Bentuk Benda (Philip J. Pritchard 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

Coefficient of drag (CD) dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Cd = \frac{Fd}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A} \quad (2.5)$$

dimana :

Cd = *Coefficient of drag*

Fd = *Gaya Drag* (Newton)

A = Luas permukaan benda (m²)

$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U^2$ = Tekanan dinamis aliran bebas (N/m²)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)

U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

2.6 Perhitungan Torsi

Torsi adalah nilai kuantitatif dari sebuah gaya yang menyebabkan terjadinya gerak rotasi suatu benda, yang besarnya bergantung pada gaya *drag* dan jari-jari dari turbin. Torsi statis adalah torsi yang digunakan untuk menahan turbin agar turbin tetap pada posisinya.

Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = Fd \cdot R \quad (2.6)$$

Atau

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

Dimana : T = Torsi Statis (Nm)

Cd = *Coefficient of Drag*

ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

A = Luas permukaan benda (m^2)

R = Jari-jari sudu turbin (m)

2.7 Bilangan Reynolds

Dalam mekanika fluida, bilangan *Reynolds* adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya *viscous*. Bilangan ini digunakan untuk mengidentifikasi apakah suatu aliran fluida merupakan aliran laminar, transisi atau turbulen. Kata *Reynolds* diambil dari nama Osborne *Reynolds* (1842-1912) yang merupakan seorang inovator terkemuka asal Belfast, Irlandia. Pada tahun 1883, Osborne *Reynolds* mempublikasikan hasil penelitiannya tentang 25 pengidentifikasian tipe aliran berdasarkan suatu bilangan tak berdimensi yang selanjutnya disebut dengan bilangan *Reynolds*.

$$Re = \frac{\text{Gaya Inersia}}{\text{Gaya Viscous}} \quad (2.8)$$

Dimana,

$$\text{Gaya inersia} = p \cdot A = \rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2 \quad (2.9)$$

$$\text{Gaya viscous} = \tau \cdot A = \left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L}\right) L^2 \quad (2.10)$$

Sehingga

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{\infty}^2 \cdot L^2}{\left(\frac{\mu \cdot U_{\infty}}{L}\right) L^2} = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot L}{\mu} \quad (2.11)$$

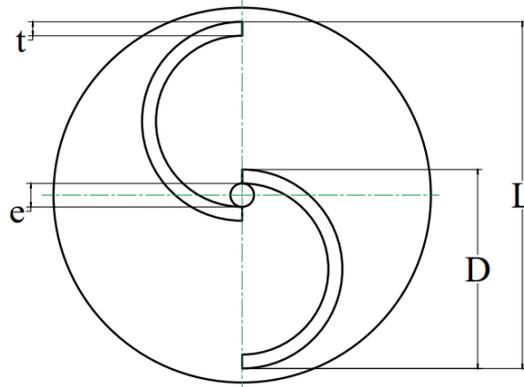
Dimana , Re = *Reynolds Number*

ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)

μ = Viskositas dinamis Fluida (Ns/m^2)

L = Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran (m)

U = Kecepatan aliran fluida (m/s)



Gambar 2.7 Ilustrasi Turbin Savonius

Gambar 2.7 menunjukkan nilai L pada studi eksperimen ini, panjang karakteristik (L) yang dimaksud adalah diameter turbin (L), yaitu dua kali diameter sudu turbin (D) dikurangi diameter poros antara kedua sudu turbin (e) dan tebal sudu turbin angin (t), atau dapat dituliskan sebagai berikut:

$$L = 2D - e - 2t \quad (2.12)$$

Sehingga persamaan dapat ditulis ulang sebagai berikut :

$$Re_L = \frac{\rho \cdot U_{\infty} \cdot (2D - e - 2t)}{\mu} \quad (2.13)$$

2.8 Menghitung Daya Turbin

Turbin angin savonius memiliki rotor, dan rotor merupakan elemen utama turbin angin. Adapun tenaga total aliran angin yang mengalir adalah sama dengan laju energi kinetik aliran yang datang yang dirumuskan dengan:

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 \quad (2.14)$$

- Dimana,
- P = Daya turbin (Watt)
 - ρ = Massa Jenis angin (kg/m^3)
 - A = Luas rotor turbin (m^2)
 - U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

Dari Persamaan 2.14 dapat disimpulkan bahwa daya listrik yang dihasilkan sebuah turbin angin dipengaruhi oleh kecepatan angin dan luas daerah sapuan turbin. Sehingga semakin besar nilai kedua variabel tersebut maka semakin besar daya listrik yang dihasilkan.

2.9 Perhitungan Daya Aktual Turbin

Sebelum menentukan nilai dari daya aktual turbin, dibutuhkan data besarnya torsi dinamis yang dihasilkan oleh aliran fluida pada turbin angin Savonius. Alat yang akan digunakan untuk menghitung besarnya torsi dinamis tersebut adalah *brake dynamometer*. Torsi dinamis merupakan besar torsi minimal yang diperlukan ketika poros sudah berputar dan

merupakan besar torsi yang dibutuhkan untuk menghentikan putaran poros turbin. Perhitungan daya aktual atau daya mekanik turbin dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

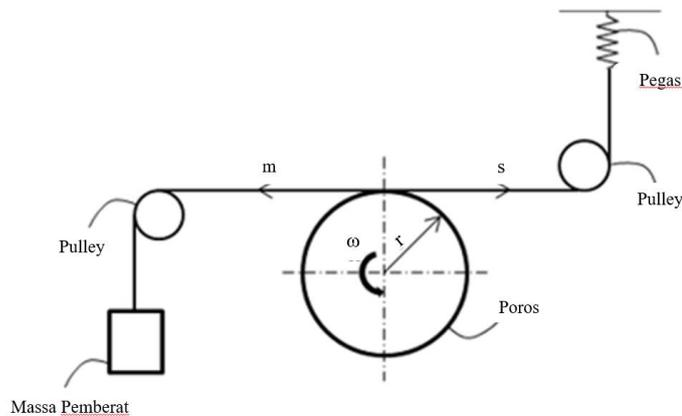
$$Pr = Td \cdot \omega \quad (2.15)$$

dimana, Pr = Daya actual Turbin Savonius (Watt)

Td = Torsi dinamis (Nm)

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

Torsi dinamis diukur dengan cara pemasangan *Brake Dynamometer* yang dihubungkan pada poros Turbin Savonius. Pengukuran dilakukan dengan penambahan massa pemberat hingga turbin berhenti berputar. Skema *Brake Dynamometer* ditunjukkan pada gambar 2.8



Gambar 2.8 Skema *Brake Dynamometer*

Gaya yang bekerja pada poros turbin dapat dihitung melalui persamaan 2.16

$$F = (s - m) g \quad (2.16)$$

Dimana, F = Gaya yang bekerja (N)

s = Massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)

m = massa pemberat (kg)

g = Gaya gravitasi (m/s^2)

Sehingga torsi dinamis dapat dihitung dengan persamaan 2.17

$$Td = F \cdot r \quad (2.17)$$

Dimana r = Jari-jari dari poros turbin (m)

2.10 Coefficient of Moment (Cm)

Coefficient of Moment (Cm) merupakan perbandingan antara torsi real yang dimiliki oleh rotor dengan torsi teoritis yang besarnya dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Cm = \frac{Td}{\frac{1}{2} \cdot Cd \cdot \rho \cdot U^2 \cdot A \cdot R} \quad (2.18)$$

Dimana, T_d = Torsi dinamis Turbin Savonius (Nm)
 C_d = *Coefficient of Drag*
 ρ = Massa jenis fluida (kg/m^3)
 U = Kecepatan aliran fluida (m/s)
 A = Luas permukaan benda (m^2)
 R = Jari-jari sudu turbin (m)

2.11 *Coefficient of Power (CoP)*

Coefficient of Power (CoP) adalah perbandingan antara daya Turbin Savonius secara teori dengan daya Turbin Savonius secara actual. Sehingga dari persamaan-persamaan sebelumnya dapat dihitung *Coefficient of Power* dengan rumus :

$$\text{CoP} = \frac{P_r}{P} \quad (2.19)$$

Dimana, P_r = Daya Aktual Turbin Savonius (Watt)
 P = Daya secara teori dari Turbin Savonius (Watt)

Sehingga jika rumus dijabarkan adalah sebagai berikut :

$$\text{CoP} = \frac{T_d \cdot \omega}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (2.20)$$

Dimana, T_d = Torsi dinamis (Nm)
 ω = Kecepatan sudut (rad/s)
 ρ = Massa Janis angin (kg/m^3)
 A = Luas rotor turbin (m^2)
 U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

2.12 *Tip Speed Ratio*

Tip Speed Ratio merupakan rasio kecepatan ujung rotor turbin dengan kecepatan angin yang melalui sudu rotor tersebut. Untuk turbin savonius memiliki nilai koefisien daya maksimum pada nilai *tip speed ratio* berada dibawah 1. Adapun TSR dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega L}{2U} \quad (2.21)$$

dimana, λ = *Tip speed ratio*
 ω = Kecepatan sudut (rad/s)
 L = Panjang karakteristik dari Turbin Savonius (m)
 U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

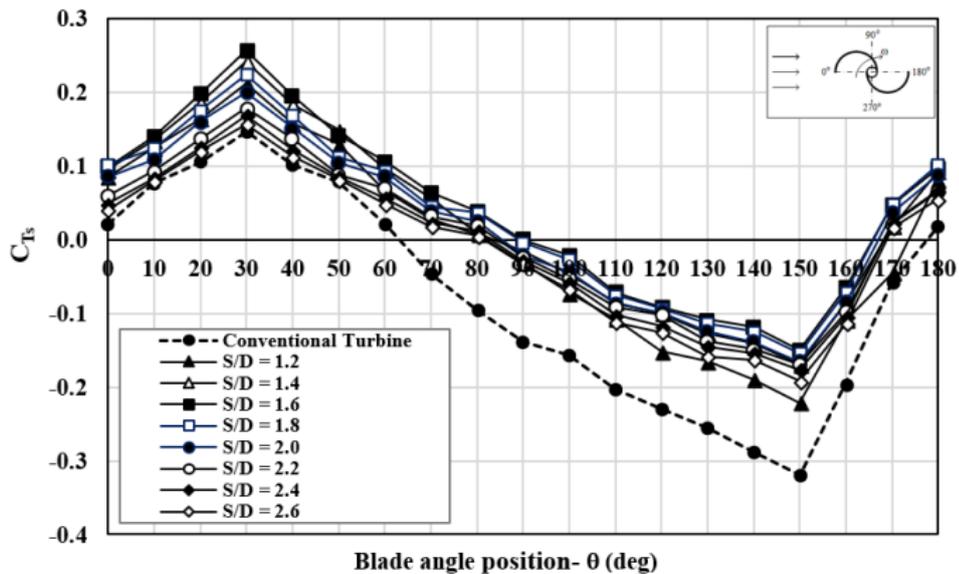
2.13 Penelitian Terdahulu

Untuk memudahkan pelaksanaan penelitian yang dilakukan, maka diperlukan beberapa referensi berupa penelitian-penelitian yang pernah dilakukan sebelumnya yang berhubungan dengan penelitian yang dilakukan. Beberapa penelitian yang digunakan yaitu **Triyogi et al (2021)** mengenai peningkatan kemampuan “*Self-Starting*” dari Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di depan *Returning Blade*, penelitian oleh **Setiawan et al (2020)** mengenai simulasi berupa studi numerik performa Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di depan Turbin Savonius, penelitian oleh **Setiawan et al (2019)** mengenai studi numerik pengaruh *Staggered Angle* silinder pengganggu terhadap performa Turbin Savonius, penelitian oleh **Setiawan et al (2019)** mengenai studi numerik pengaruh performa Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di samping dari sudu *Advancing Blade* dan penelitian yang dilakukan oleh **Ayu Putri Pratiwi (2018)** mengenai pengaruh performa Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di depan *Returning Blade* dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional.

2.13.1 Meningkatkan Kemampuan “*Self-Starting*” dari Turbin Savonius dengan memberikan Silinder Pengganggu di depan *Returning Blade*

Penelitian yang dilakukan oleh **Triyogi et al (2021)** yaitu sebuah eksperimen yang bertujuan untuk meningkatkan performa Turbin Savonius dengan mengoptimalkan system “*Self-Starting*” dengan cara memberikan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade*. Penambahan silinder pengganggu di depan *Returning Blade* dapat mempengaruhi performa Turbin Savonius karena dapat mengurangi nilai gaya *drag* pada sudu *Returning Blade*. Silinder pengganggu mempercepat proses aliran udara dari Laminar menuju Turbulen sehingga udara memiliki momentum yang cukup untuk menunda titik separasi pada sudu Turbin sehingga daerah *wake* yang dihasilkan akan semakin kecil yang mengakibatkan nilai gaya *drag* dari sudu *Returning Blade* semakin kecil sehingga power yang dihasilkan oleh Turbin Savonius meningkat akibat selisih dari gaya *drag* dari sudu *Advancing Blade* dan sudu *Returning Blade* yang meningkat.

Eksperimen dilakukan dengan menggunakan *axial fan* tipe CKE SPV-18 yang diletakkan sejauh 3200 mm di depan turbin dengan debit $125 \text{ m}^3/\text{min}$. penempatan *honeycomb* sejauh 800 mm dari *axial fan* bertujuan untuk menghilangkan efek *vortex* aliran dari fan dan untuk mempertahankan aliran tetap uniform. Sudu dari turbin terbuat dari material Polyvinyl Chloride (PVC) dengan diameter (D) = 167 mm, tinggi (H) = 298 mm, dan ketebalan (t) = 3 mm. *Shaft* dari turbin memiliki bentuk pejal yaitu dengan alasan untuk menambah momen inersia karena bentuk yang pejal memiliki massa yang lebih berat sehingga turbin lebih sulit untuk berputar namun hal ini dapat membantu eksperimen mengenai “*Self-Starting*”. Turbin yang digunakan memiliki end-plates (D_0) sebesar 320 mm lalu untuk silinder pengganggu yang digunakan memiliki diameter (d) = 83 mm dan tinggi (h) = 500 mm sehingga memberikan rasio $d/D = 0,5$. Beberapa variasi yang diberikan pada penelitian ini diantaranya rasio antara diameter sudu turbin dengan jarak silinder pengganggu terhadap Turbin Savonius $1,2 < S/D < 2,6$; kecepatan aliran dari fan (U) = 3,8 m/s, 7 m/s, dan 9 m/s ; *Reynolds number* (Re) = 74.000, 136.000, dan 175.000. untuk membaca nilai torsi statis dari penelitian maka digunakan *device* Torquemeter dengan tipe Lutron TQ-8800.

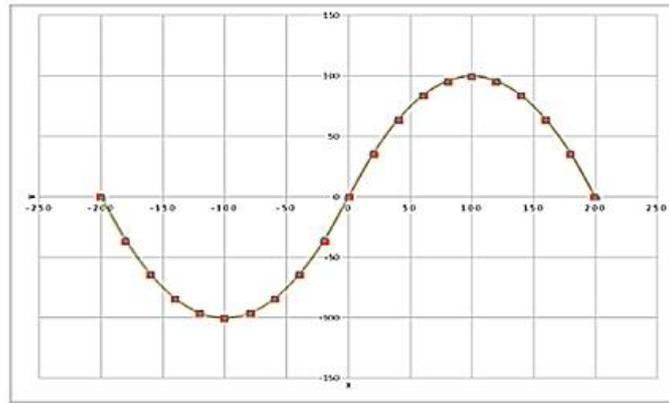


Gambar 2.9 Data Hasil Eksperimen C_{ts} terhadap Posisi *Blade Angle* (Triyogi et al, 2021)

Gambar 2.9 menunjukkan hasil eksperimen yang dilakukan, maka terbukti penambahan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* dengan $d/D = 0,5$; $1,2 < S/D < 2,6$ dan variasi $(Re) = 74.000, 136.000, \text{ dan } 175.000$ memberikan hasil yang bagus pada performa Turbin Savonius dibuktikan dari grafik hasil eksperimen. Semua grafik dengan variasi Bilangan *Reynolds* menunjukkan bahwa penambahan silinder pengganggu dapat meningkatkan kemampuan Turbin Savonius untuk melakukan “*Self-Starting*”. Gambar 2.9 merupakan salah satu grafik hasil eksperimen dengan Bilangan *Reynolds* $(Re) = 74.000$, grafik tersebut menunjukkan nilai Torsi Statis (C_{Ts}) pada sumbu Y dan posisi angle dari sudu (θ) pada sumbu X. Turbin Savonius konvensional memiliki kemampuan “*Self-Starting*” yang cenderung rendah dibuktikan dengan area negatif antara sumbu X dengan garis grafik Torsi Statis. Penambahan silinder pengganggu dengan variasi $1,2 < S/D < 2,6$ meningkatkan kemampuan “*Self-Starting*” dari Turbin Savonius karena terlihat dari grafik bahwa area negatif dibawah sumbu X semakin mengecil. Penempatan dari silinder pengganggu juga mempengaruhi hasil dari performa Turbin Savonius. Semakin dekat penempatan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* ($S/D < 1,4$) tidak memberikan efek yang signifikan dalam meningkatkan kemampuan Turbin untuk melakukan “*Self-Starting*” begitu pula ketika penempatan Silinder Pengganggu yang terlalu jauh terhadap sudu *Returning Blade* ($S/D > 1,8$) sehingga dapat disimpulkan bahwa jarak yang efektif untuk meningkatkan kemampuan Turbin Savonius untuk melakukan kemampuan “*Self-Starting*” adalah $1,4 < S/D < 1,8$.

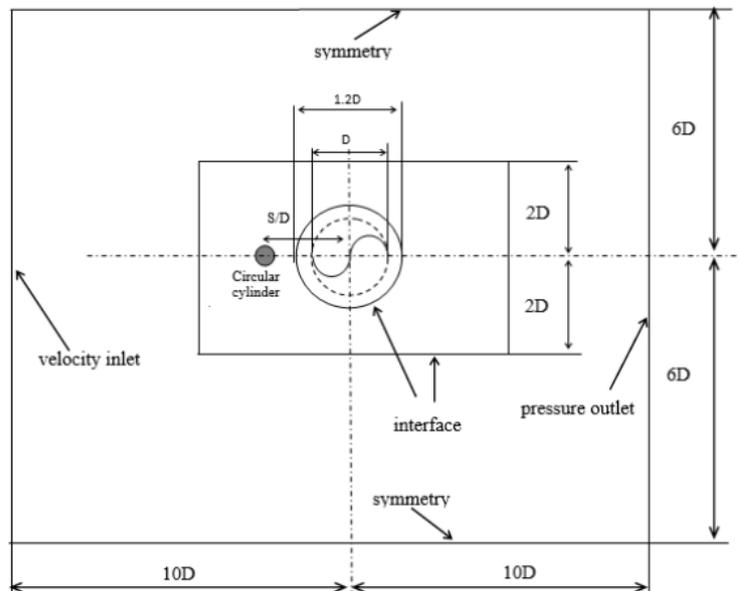
2.13.2 Studi Numerik Mengenai Performa Turbin Air Savonius Ketika Ditambahkan Silinder Pengganggu Di Depan Turbin

Penelitian yang dilakukan oleh **Setiawan et al (2020)** mengenai studi numerik pada performa turbin air Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu di depan Turbin. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yaitu $(d_s/D) = 0,1$; $0,3$ dan $0,5$ lalu menghitung nilai *Coefficient of Torque* (C_m) dan power (C_p). Silinder pengganggu diletakkan di depan turbin 0 derajat. Simulasi dilakukan menggunakan *software* Gambit 2.2.30 dan ANSYS 17.0. Turbin Savonius memiliki 2 blade ($n=2$) dengan diameter 400 mm seperti pada gambar 2.10



Gambar 2.10 Ukuran *Blade* Turbin Savonius (Setiawan et al, 2019)

Domain dari simulasi terdiri dari *upper* dan *lower side* berupa *symmetry*, *inlet* berupa *velocity*, *outlet* berupa *pressure* dan sudu turbin sebagai mesh yang bergerak rotasi. Domain dapat dilihat pada gambar 2.11

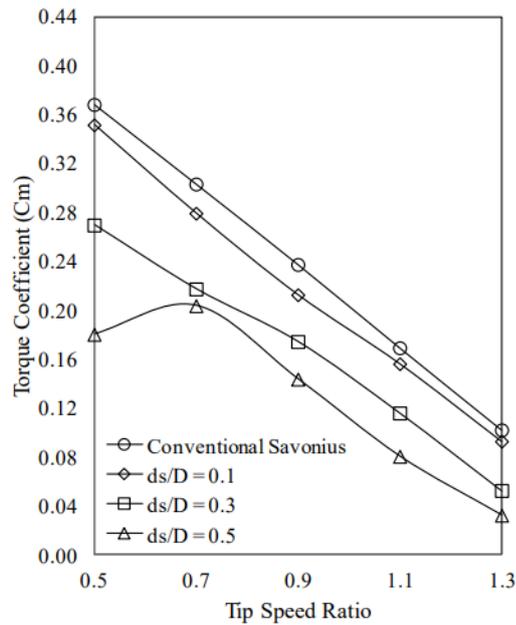


Gambar 2.11 Domain Simulasi (Setiawan et al, 2019)

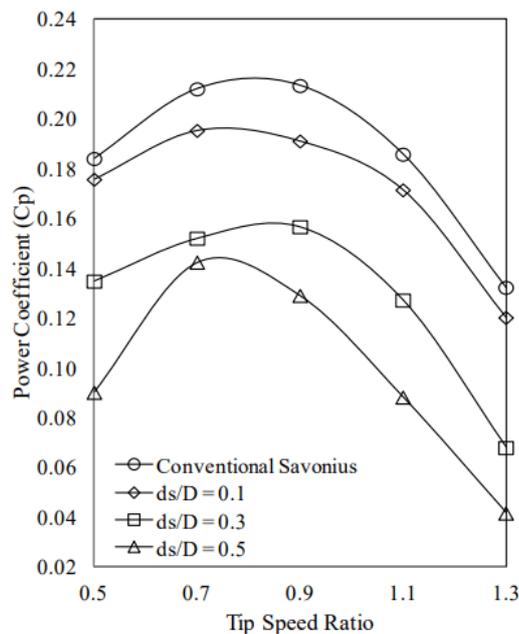
TSR (*Tip Speed Ratio*) digunakan sebagai input untuk mendapatkan nilai kecepatan sudut dan TSS dari simulasi. Tabel 2.2 merupakan data-data yang dihasilkan dari input variasi nilai TSR 0,4 ; 0,6 ; 0,8 ; 1 dan 1,2 :

Tabel 2.2 Input Data untuk Simulasi (Setiawan et al, 2019)

TSR	RPM	TSS (s)
0.4	4.200	0.03968254
0.6	6.300	0.02645503
0.8	8.400	0.01984127
1.0	10.500	0.01587302
1.2	12.600	0.01322751



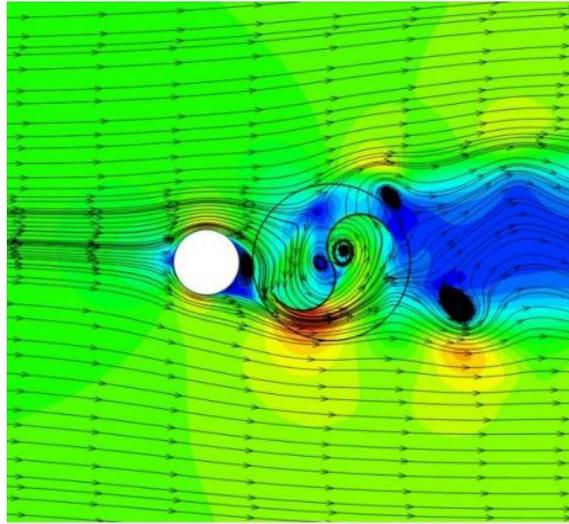
Gambar 2.12 Grafik *Coefficient of Torque* terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)



Gambar 2.13 Grafik *Coefficient of Power* terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)

Gambar 2.12 merupakan hasil simulasi terkait dengan hasil nilai *Coefficient of Torque* (C_m) terhadap *Tip Speed Ratio*. Dapat dilihat bahwa penambahan silinder pengganggu di depan turbin dengan sudut 0 derajat memiliki hasil yang lebih buruk daripada konfigurasi Turbin Savonius konvensional karena trend grafik yang semakin menurun ketika ditambahkan silinder pengganggu. Nilai C_m semakin kecil untuk semua variasi diameter silinder pengganggu yang mengindikasikan bahwa torsi yang dihasilkan semakin kecil, begitu pula pada gambar 2.13 nilai *Coefficient of Power* (C_p) memiliki nilai yang semakin kecil dengan penambahan semua variasi diameter dari silinder pengganggu dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional. Variasi diameter $ds/D = 0,5$ memiliki hasil terburuk dari terhadap performa Turbin Savonius sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar diameter silinder

pengganggu maka semakin buruk juga performa dari Turbin Savonius jika dilihat dari hasil simulasinya.



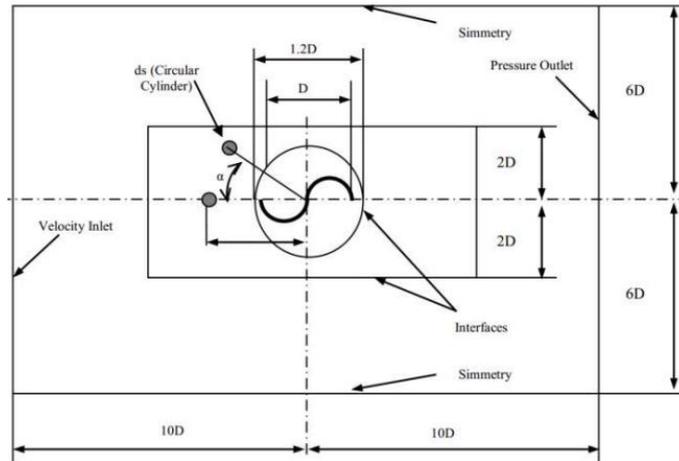
Gambar 2.14 Velocity Contour Hasil Simulasi (Setiawan et al, 2019)

Gambar 2.14 merupakan hasil *velocity contour* dari simulasi penambahan silinder pengganggu dengan $ds/D = 0,5$. Bukti bahwa penambahan silinder pengganggu semakin memperburuk performa dari Turbin Savonius yaitu dapat dilihat bahwa silinder pengganggu menyebabkan adanya daerah *wake* di belakang silinder pengganggu sehingga mengurangi nilai tekanan statis yang bekerja pada sudu *Advancing Blade*, sementara pada sudu *Returning Blade*, alirannya tidak terganggu oleh silinder pengganggu.

2.13.3 Studi Numerik Pengaruh *Stagger Angle* dari Silinder Pengganggu Di Depan Sudu *Returning Blade* Terhadap Performa Turbin Savonius

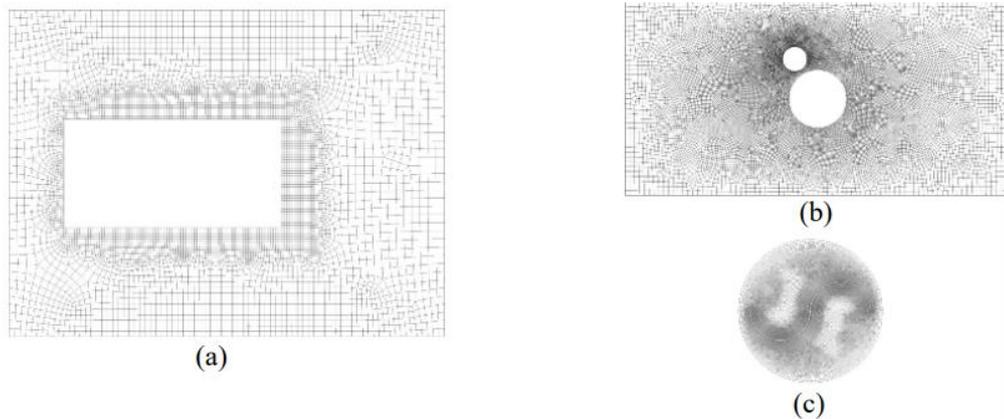
Penelitian dilakukan oleh **Setiawan et al (2019)** mengenai Studi Numerik pengaruh *Stagger Angle* dari silinder pengganggu di depan sudu *returning blade* terhadap performa Turbin Savonius. Pada penelitian sebelumnya, pengaruh penempatan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade* dengan *Staggered Angle* 0 memiliki pengaruh yang lebih buruk terhadap performa Turbin Savonius dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional. Maka dari itu, dilakukan penelitian mengenai variasi *Staggered Angle* dari silinder pengganggu untuk mengoptimalkan performa dari Turbin Savonius. Simulasi dilakukan dengan menggunakan software ANSYS 17.0.

Simulasi dilakukan dengan diameter turbin sebesar 0,4 m dan kecepatan udara 0,22 m/s. Diameter silinder pengganggu sebesar $ds/D = 0,5$ dimana diletakkan dengan rasio $S/D = 0,7$. Variasi *Staggered Angle* dari silinder pengganggu terhadap turbin yang diteliti yaitu 0, 30, 60 dan 90 derajat di depan sudu *returning blade*. Bilangan *Reynolds* yang digunakan berpacu dengan data validasi dari penelitian **Sheldahl et al (1978)** yaitu sebesar $4,32 \times 10^5$. Perhitungan dilakukan secara 2 dimensi dengan asumsi aliran yang *unsteady*.



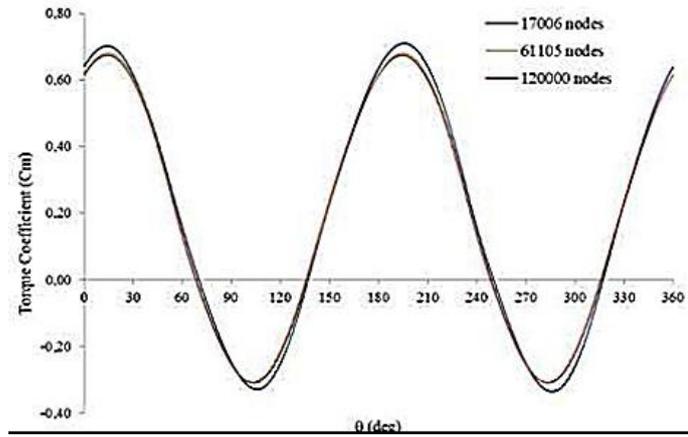
Gambar 2.15 Konfigurasi *Boundary Layer* Simulasi (Setiawan et al, 2019)

Gambar 2.15 menunjukkan konfigurasi dari simulasi yang akan dilakukan yaitu *inlet* berupa *velocity*, *outlet* berupa tekanan, *upperside* dan *lowerside* simetris. *Boundary condition* terdiri dari 3 domain yaitu domain tetap, domain bergerak rotasi dan domain *wake* seperti pada gambar 2.16

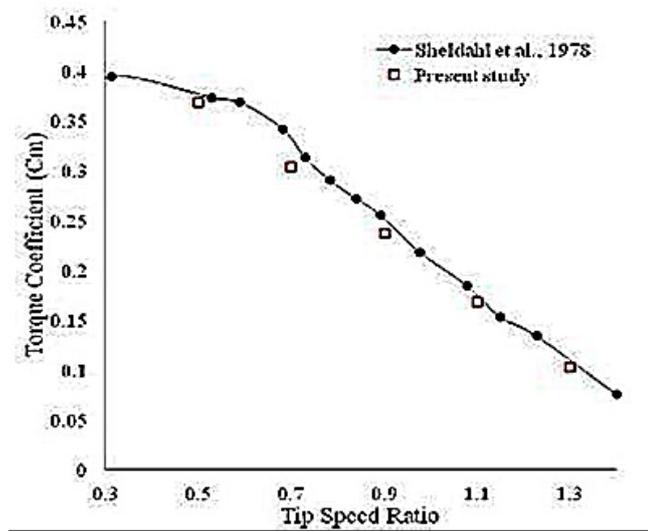


Gambar 2.16 (a) Domain Tetap (b) Domain *Wake* (c) Domain Bergerak Rotasi (Setiawan et al, 2019)

Sebelum dilakukan simulasi, penelitian dilakukan dengan melakukan verifikasi dan validasi dari hasil eksperimen oleh **Sheldahl et al (1978)**. Verifikasi dilakukan dengan merubah variasi dari ukuran grid pada TSR 1,078. Ukuran grid yang digunakan yaitu 17.006, 61.105 dan 120.000 node. Setelah proses verifikasi maka simulasi dilakukan dengan menggunakan 61.105 node untuk semua variasi. Gambar 2.17 merupakan hasil dari verifikasi dan validasi



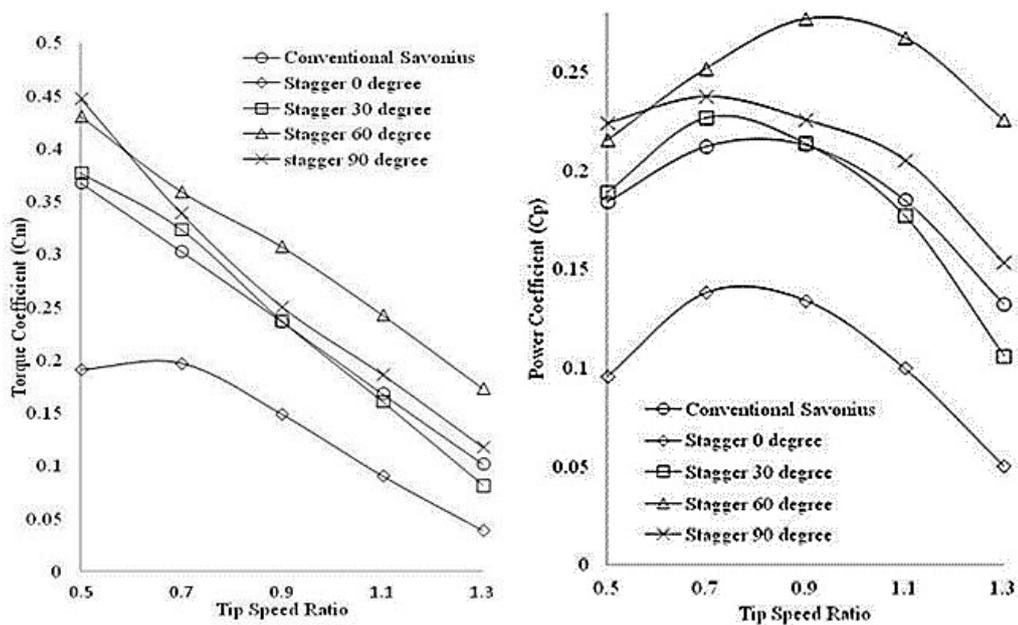
(a)



(b)

Gambar 2.17 Hasil dari (a) Verifikasi dan (b) Validasi (Setiawan et al, 2019)

Gambar 2.18a menunjukkan hasil simulasi dengan perbandingan antara *Coefficient of Torque* terhadap TSR dan gambar 2.18b menunjukkan perbandingan antara *Coefficient of Power* terhadap TSR dengan semua variasi *Staggered Angle* mulai dari 0 – 90 derajat. Seperti pada penelitian sebelumnya, ketika silinder pengganggu diletakkan di depan sudu *Returning Blade* dengan *staggered angle* 0 maka hasilnya akan lebih kecil untuk C_p maupun C_m . Jika *staggered angle* dirubah sebesar 30 derajat, nilai C_m dan C_p naik ketika nilai TSR kecil namun nilai C_p dan C_m turun ketika nilai TSR meningkat. Untuk *Staggered Angle* 60 derajat, nilai C_p dan C_m naik untuk semua TSR terhadap konfigurasi Turbin Savonius Konvensional dengan C_m tertinggi pada TSR 0,5 dan C_p tertinggi pada TSR 0,9. Pada variasi *Staggered Angle* 90 derajat, semua nilai C_p dan C_m naik terhadap konfigurasi Turbin Savonius konvensional manun tidak setinggi pada variasi *Staggered Angle* 60 derajat. Dapat disimpulkan bahwa variasi *Staggered Angle* untuk penempatan silinder pengganggu terhadap turbin dapat memberikan hasil yang bagus dibuktikan dengan hasil simulasi. Kenaikan C_p terbesar yaitu pada variasi *Staggered Angle* 60 derajat pada TSR 0,9 sebesar 29,84%.

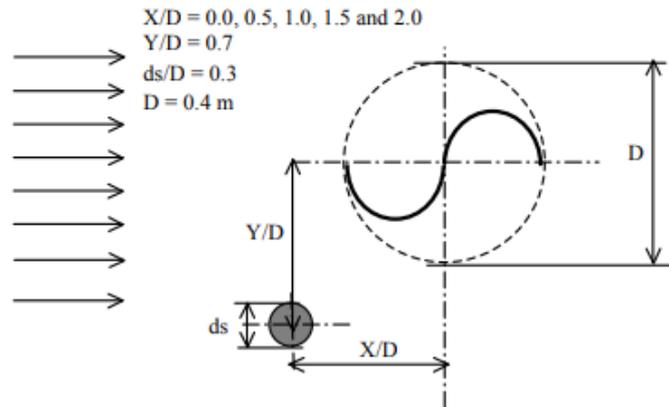


Gambar 2.18 (a) Grafik antara *Coefficient of Torque* terhadap TSR dan (b) Grafik *Coefficient of Power* terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)

2.13.4 Studi Numerik Mengenai Efek Penempatan Silinder Pengganggu Di Samping *Advancing Blade* Dengan Variasi Jarak Horizontal Dari Turbin Terhadap Performa Turbin Air Savonius

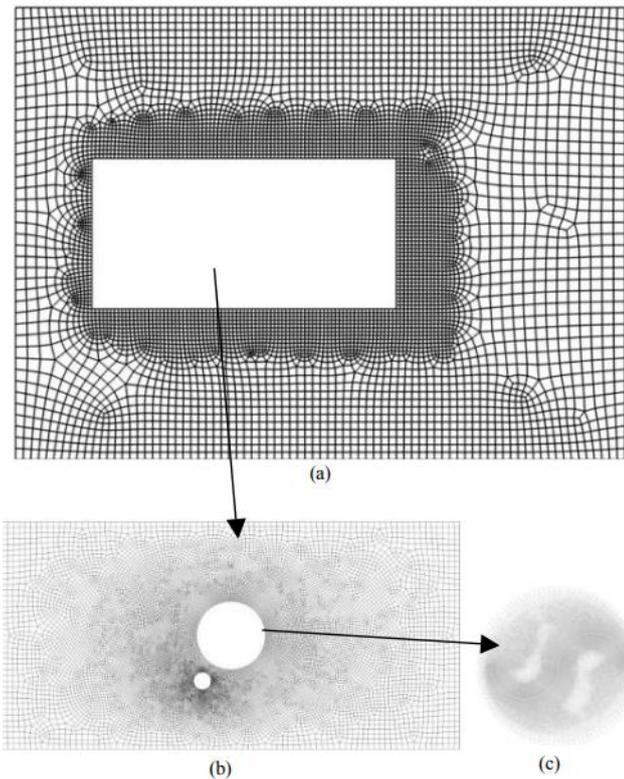
Setiawan et al (2019) melakukan penelitian untuk meningkatkan performa dari Turbin Savonius yaitu dengan cara memberikan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing Blade* dengan variasi yaitu jarak silinder pengganggu terhadap turbin pada sumbu horizontal. Penelitian dilakukan dengan simulasi menggunakan *software* ANSYS 17.0. Parameter utama yang diteliti adalah *Coefficient of Power* (C_p) dari performa Turbin Savonius. Perhitungan untuk analisis putaran dari ketidakstabilan Turbin Savonius yaitu menggunakan rumus NTS (*Number of Time Step*) dan TSS (*Total Time Step*) dimana NTS menjelaskan mengenai total waktu yang dibutuhkan oleh turbin untuk berputar 360 derajat dan TSS digunakan untuk menjelaskan waktu yang dibutuhkan turbin untuk bergerak 1 derajat.

Simulasi dilakukan dengan menggunakan diameter silinder pengganggu konstan yaitu dengan rasio $d_s/D = 0,3$ ditempatkan pada sumbu vertical yaitu dengan rasio $Y/D = 0,7$ dan ditempatkan terhadap sumbu horizontal dengan variasi $X/D = 0 ; 0,5 ; 1 ; 1,5$ dan 2 seperti yang terlihat pada gambar 2.19



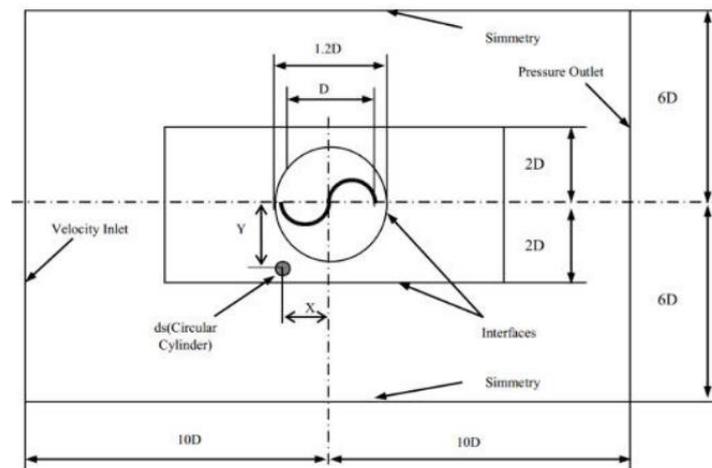
Gambar 2.19 Konfigurasi Penempatan Silinder Pengganggu terhadap Turbin Savonius (Setiawan et al, 2019)

Meshing yang digunakan pada simulasi yaitu terdapat 3 bagian domain diantaranya domain tetap (a), domain *wake* (b) dan domain gerakan rotasi (c) seperti gambar 2.20



Gambar 2.20 (a) Domain tetap (b) Domain *Wake* (c) Domain Gerakan Rotasi (Setiawan et al, 2019)

Boundary Condition yang digunakan sebagai domain simulasi yaitu berupa *inlet velocity* (U) konstan sebesar 0,22 m/s, *outlet pressure*, *upper side* dan *lower side* simetris. Sudu dari turbin berupa *wall* dan bergerak rotasi. Luasan area diantara domain *wake* dan zona Gerakan rotasi merupakan interface 1 lalu luasan area antara domain *wake* dan domain stasioner merupakan interface 2. *Boundary Condition* dapat dilihat pada gambar 2.21



Gambar 2.21 Konfigurasi *Boundary Condition* dari Simulasi (Setiawan et al, 2019)

Sebelum dilakukan simulasi, maka Langkah yang perlu dilakukan adalah verifikasi dan validasi dengan penelitian eksperimen yang sudah dilakukan **Sheldahl et al (1978)** yaitu menggunakan $TSR = 1,078$ dan kecepatan udara 7 m/s . Pada eksperimen oleh **Sheldahl et al (1978)** didapatkan data pada tabel 2.3 serta hasil simulasi dari ANSYS 17.0 didapatkan data seperti pada tabel 2.4

Tabel 2.3 Hasil Eksperimen Penelitian (Setiawan et al, 2019)

TSR	V (m/s)	D (m)	N (RPM)	ω (rad/s)	NTS (s)	TSS (ms)
1.078	7	1	144.087	15.095	51871	1.1627

Tabel 2.4 Hasil Simulasi ANSYS 17.0 (Setiawan et al, 2019)

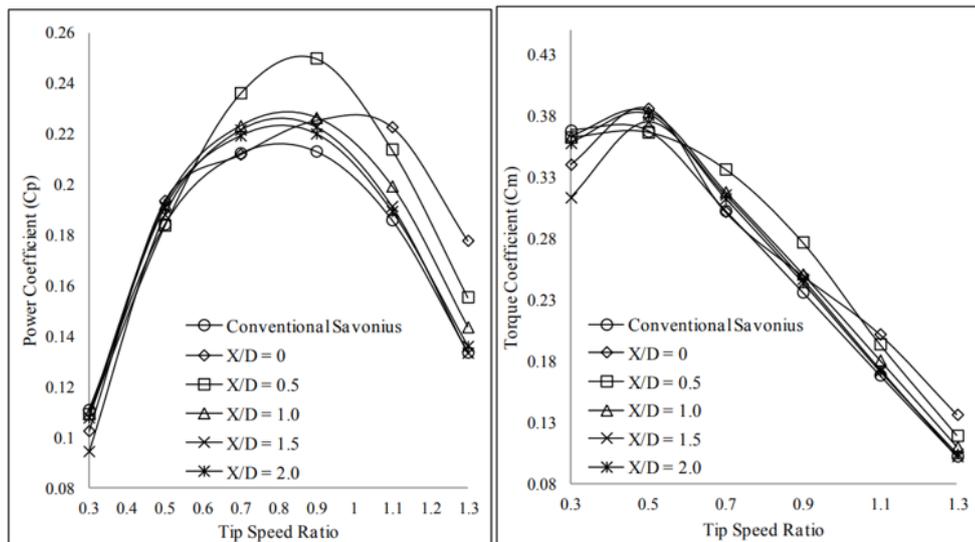
TSR	V (m/s)	D (m)	N (RPM)	ω (rad/s)	NTS (s)	TSS (ms)
0.3	7	1	40.091	4.200	14433	4.15567
0.5	7	1	66.818	7.000	24055	2.49340
0.7	7	1	93.545	9.800	33676	1.78100
0.9	7	1	120.273	12.600	43298	1.38522
1.1	7	1	147.000	15.400	52,920	1.13337
1.3	7	1	173.727	18.200	62542	0.95900

Grid yang digunakan yang digunakan pada simulasi untuk menemukan hasil *Coefficient of Torque* (C_m) per rotasi dari Turbin Savonius yaitu menggunakan 61.105 noda karena efisiensi waktu untuk simulasi berikutnya. Pada simulasi berikutnya yaitu membandingkan hasil *Coefficient of Torque* (C_m) rata-rata antara hasil studi numerik dengan hasil eksperimen yang ditampilkan pada tabel 2.5. Nilai error tertinggi terlihat pada $TSR 0,7$ dengan nilai sebesar 8,36%.

Tabel 2.5 Perbandingan hasil Eksperimen dan Simulasi (Setiawan et al, 2019)

TSR	Cm Numerical	Cm Experimental	Error (%)
0.5	0.3691	0.3772	2.15
0.7	0.3027	0.3303	8.36
0.9	0.2368	0.2493	5.01
1.1	0.1686	0.1749	3.60
1.3	0.1012	0.1088	6.99

Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa untuk beberapa konfigurasi rasio jarak (X/D) memberikan hasil yang bagus dalam mempaerbaiki performa dari Turbin Savonius. Gambar 2.22a menunjukkan grafik C_p terhadap TSR dan gambar 2.22b menunjukkan grafik C_m terhadap TSR. Pada grafik C_m terhadap TSR, untuk semua variasi X/D memberikan nilai C_m yang lebih kecil pada TSR awal namun semua meningkat ketika TSR diatas nilai 0,5 dengan nilai C_m tertinggi yaitu pada $X/D = 0$ dengan TSR 0,5. Namun pada TSR yang lebih tinggi, kenaikan C_m tertinggi pada $X/D = 0,5$. Pada grafik C_p , semua variasi X/D menurunkan nilai C_p pada TSR 0,3 namun semua variasi X/D meningkatkan nilai C_p ketika nilai TSR bertambah besar. Kenaikan C_p terbesar yaitu pada rasio jarak $X/D = 0,5$ pada TSR 0,9 namun menurun ketika nilai TSR membesar dibandingkan dengan $X/D = 0$. Kenaikan C_p terbesar yaitu sebesar 17,31 % dibandingkan dengan konfigurasi Turbin Savonius konvensional.

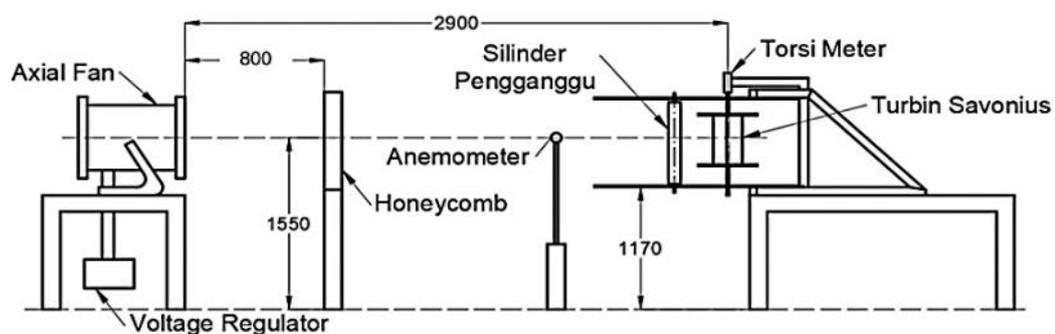


Gambar 2.22 Grafik Hasil Simulasi untuk (a) C_p terhadap TSR dan (b) C_m terhadap TSR (Setiawan et al, 2019)

2.13.5 Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius

Penelitian yang dilakukan oleh Lina ‘Ainun Nafi’ah (2018) mengenai studi eksperimen untuk meningkatkan perfroma dari Turbin Savonius dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sudu *Returning Blade*. Berdasarkan penelitian, penambahan silinder di depan *Returning Blade* diharapkan dapat mengurangi gaya *drag* dari sudu *Returning Blade* sehingga selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing Blade* dan *Returning Blade* semakin besar. Selisih yang meningkat ini akan memberikan hasil nilai torsi dan power dari Turbin Savonius meningkat sehingga performa dari Turbin Savonius dapat meningkat. Penambahan pengganggu berupa silinder sirkular di depan *Returning Blade* efektif mengurangi gaya *drag* karena daerah

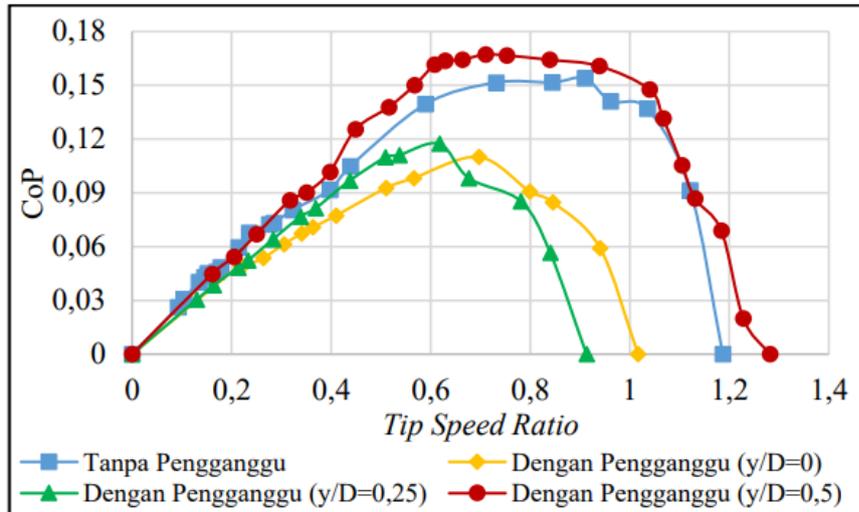
wake dari silinder pengganggu akan mengenai sudu *Returning Blade* dan menyebabkan transisi *Boundary Layer* dari laminar ke turbulen pada sudu *Returning* akan cepat terjadi. Akhirnya titik separasi akan lebih mundur dan daerah *wake* yang terbentuk akan menyempit sehingga gaya *drag* akan menurun. Variasi posisi silinder penghalang dalam arah transversal atau tegak lurus arah datangnya angin terhadap turbin angin Savonius (y/D) dimaksudkan untuk mendapatkan posisi optimum dimana *wake* dari silinder pengganggu secara efektif menunda titik separasi dari sudu *returning* sejauh mungkin sehingga saat turbin bergerak gaya *drag* sudu *returning* semakin mengecil dan menyebabkan selisih gaya *drag* pada kedua sudu semakin besar. Penelitian dilakukan dengan rasio perbandingan diameter silinder dan diameter turbin sebesar $d/D = 0,5$, variasi *Reynolds number* yang digunakan yaitu $9,7 \times 10^4$; $14,5 \times 10^4$; $17,8 \times 10^4$. Variasi posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin (y/D) sebesar 0; 0,25 dan 0,5.



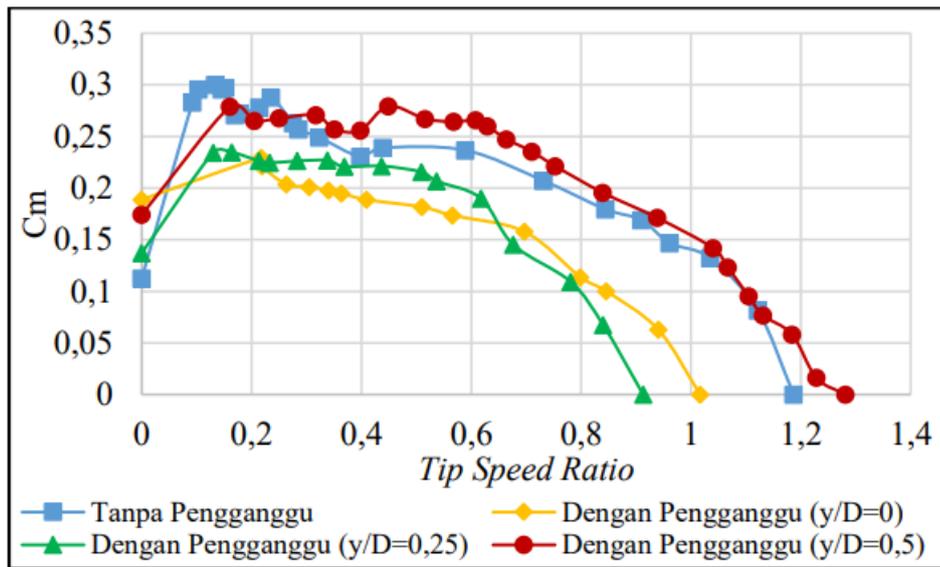
Gambar 2.23 Konfigurasi dari Eksperimen (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)

Pada gambar 2.23, *Axial Fan* ditempatkan lurus horizontal terhadap Turbin Savonius sebagai inlet kecepatan dari udara dimana variasi kecepatan digunakan untuk menentukan *Reynolds Number* dari udara. *Honeycomb* digunakan untuk menyeragamkan aliran angin yang menuju Turbin Savonius dan mencegah terjadinya Swirl. Pengukuran hasil eksperimen yaitu menggunakan torsi meter untuk mengukur torsi statis dari Turbin Savonius serta *Brake Dynamometer* digunakan untuk mengukur torsi dinamis dari Turbin Savonius.

Adanya silinder pengganggu dengan ukuran $d/D = 0,5$ dan $S/D = 1,4$ pada posisi $y/D = 0,5$ efektif meningkatkan performa dari turbin angin Savonius yang ditandai dengan kenaikan *Coefficient of Power* (CoP) dibandingkan dengan turbin angin Savonius tidak diberi silinder pengganggu seperti pada contoh gambar 2.24 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* dengan *Reynolds Number* sebesar $9,7 \times 10^4$ dan gambar 2.25 menunjukkan grafik *Coefficient of Moment* terhadap variasi *Tip Speed Ratio* pada *Reynolds Number* sebesar $9,7 \times 10^4$.



Gambar 2.24 Grafik Hasil Eksperimen antara CoP terhadap TSR (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)



Gambar 2.25 Grafik Hasil Eksperimen antara Cm terhadap TSR (Lina ‘Ainun Nafi’ah, 2018)

Variasi posisi transversal pengganggu (y/D) yang diteliti terhadap performa turbin angin Savonius. Dimana posisi y/D sebesar 0 dan 0,25 kurang efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Kenaikan terbesar nilai dari CoP, Cm dan Torsi Statis terbesar adalah ketika $d/D = 0,5$, $S/D = 1,4$ pada posisi silinder pengganggu tegak lurus arah datangnya angin ($y/D = 0,5$ dengan *Reynolds Number* sebesar $9,7 \times 10^4$. CoP berhasil meningkat sebesar 1,09 kali dan Cm mengalami kenaikan terbesar sebesar 1,17 kali

2.14 Perbandingan Penelitian

Tabel 2.6 menunjukkan perbandingan dari penelitian-penelitian yang telah dilakukan dengan penelitian yang akan dilakukan. Tabel ini bertujuan untuk membuktikan bahwa penelitian yang akan dilakukan merupakan penelitian yang belum pernah dilakukan dan merupakan penelitian terusan yang mengembangkan dari penelitian sebelumnya untuk menaikkan efisiensi dari Turbin Savonius.

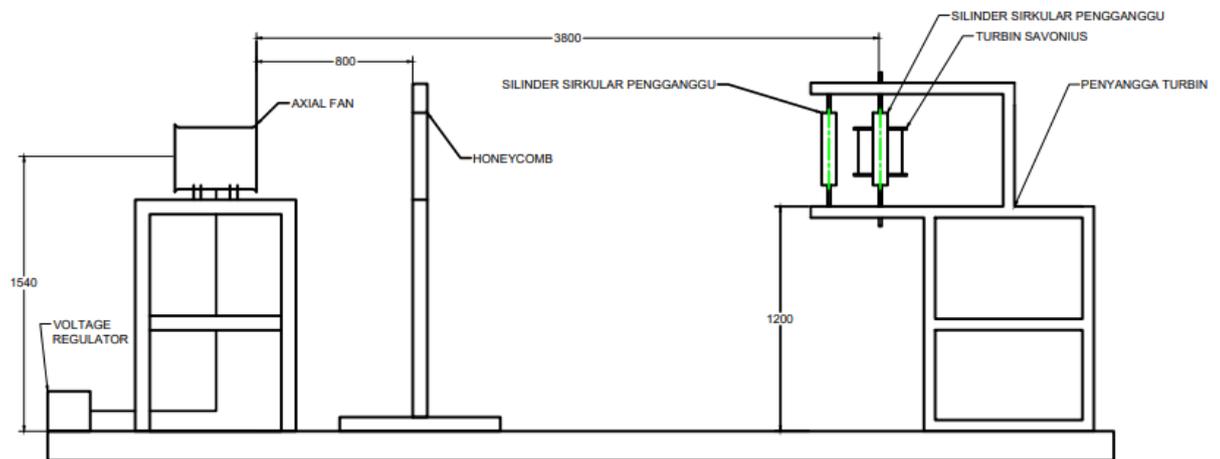
Tabel 2.6 Perbandingan Penelitian Terdahulu

Peneliti	Penelitian	Jenis Penelitian	Parameter Tetap	Parameter Variasi	Data yang Dihasilkan
Triyogi et al (2021)	Penempatan silinder pengganggu di depan sudu <i>Returning</i> untuk meningkatkan kemampuan <i>Self-Starting</i> dari Turbin Savonius	Experimen	• $d/D = 0,5$	<ul style="list-style-type: none"> • $U = 3,8$ m/s, 7 m/s dan 9 m/s • $1,2 < S/D < 2,6$ • $Re = 74.000, 136.000, 175.000$ 	CTS
Setiawan et al (2020)	Penambahan silinder pengganggu di depan Turbin Savonius terhadap performa turbin	Simulasi studi numerik	• <i>Staggered Angle</i> = 0 derajat	<ul style="list-style-type: none"> • $d/D = 0,1; 0,3$ dan $0,5$ • $TSR = 0,5; 0,7; 0,9; 1,1$ dan $1,3$ 	CoP dan Cm
Setiawan et al (2019)	Pengaruh Stagger Angle dari silinder pengganggu di depan sudu <i>Returning</i> terhadap performa Turbin Savonius	Simulasi studi numerik	<ul style="list-style-type: none"> • $d/D = 0,5$ • $S/D = 0,7$ • Bilangan <i>Reynolds</i> = $4,32 \times 10^5$ 	• Stagger Angle = 0, 30, 60 dan 90 derajat	Cm dan CoP
Setiawan et al (2019)	Penambahan silinder pengganggu di samping sudu <i>Advancing</i> dengan variasi jarak horizontal dari Turbin Savonius	Simulasi studi numerik	<ul style="list-style-type: none"> • $d/D = 0,3$ • $Y/D = 0,7$ 	• $X/D = 0; 0,5; 1; 1,5$ dan 2	Cm dan CoP
Lina 'Ainun Nafi'ah, (2018)	Pengaruh silinder pengganggu di depan sudu <i>Returning</i> terhadap performa Turbin Savonius	Eksperimen	<ul style="list-style-type: none"> • $d/D = 0,5$ • $S/D = 1,4$ 	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Reynolds</i> = $9,7 \times 10^4; 14,5 \times 10^4; 17,8 \times 10^4$ • $Y/D = 0; 0,25$ dan $0,5$ 	CoP dan Cm
Mochamad Izhar Murti (2022)	Pengaruh penempatan silinder pengganggu gabungan di depan sudu <i>Returning</i> dan di samping sudu <i>Advancing</i>	Eksperimen	<ul style="list-style-type: none"> • $d/D = 0,5$ • $S/D = 1,37$ • $Y/D = 1,27$ 	• $U = 4, 5, 6$ dan 7 m/s	Torsi statis, CoP dan Cm

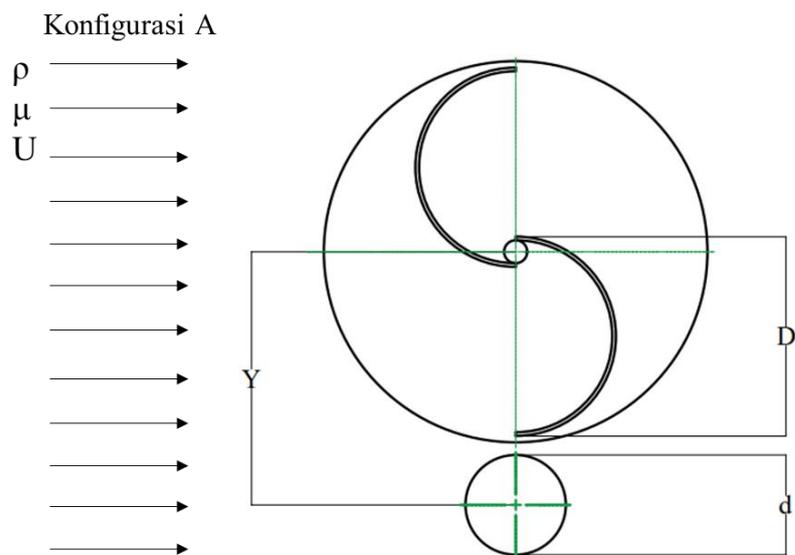
BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Skema Penelitian

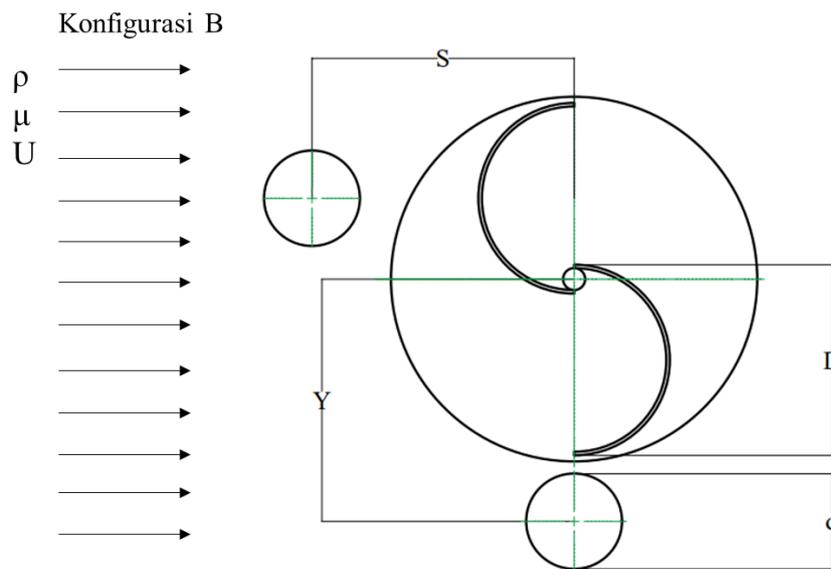
Skema penelitian dan parameter yang akan dilakukan dapat dilihat pada gambar-gambar berikut. Pada penelitian ini dilakukan 2 konfigurasi yaitu Konfigurasi A untuk penempatan silinder pengganggu di samping dari sudu *Advancing* dan konfigurasi B untuk penempatan silinder pengganggu di depan sudu *Returning* dan di samping sudu *Advancing*. Parameter-parameter yang mempengaruhi penelitian ini di antaranya densitas fluida (ρ), Kecepatan fluida (U), viskositas fluida (μ), diameter silinder pengganggu (d), diameter turbin (D), letak silinder pengganggu terhadap sudu turbin (S/D) dan (Y/D). Gambar 3.1 menunjukkan skema peletakan peralatan untuk penelitian yang dilakukan serta gambar 3.2 menunjukkan konfigurasi A dan gambar 3.3 menunjukkan konfigurasi B



Gambar 3.1 Skema Penelitian



Gambar 3.2 Penelitian dengan Konfigurasi A



Gambar 3.3 Penelitian dengan Konfigurasi B

- D : diameter sudu turbin Savonius (m)
- S : jarak antara pusat silinder pengganggu di depan sudu *Returning* terhadap pusat Turbin Savonius (m)
- Y : jarak antara pusat silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* terhadap pusat Turbin Savonius (m)
- d : diameter silinder pengganggu (m)
- ρ : densitas fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran fluida (m/s)
- μ : viskositas fluida (N.s/m^2)
- Y/D : 1,27
- S/D : 1,37
- d/D : 0,5

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi digunakan untuk menentukan nilai dari *Coefficient of Power* (CoP) dan *Coefficient of Moment* (Cm) dari hasil data-data yang didapatkan yaitu sebagai berikut

3.2.1 *Coefficient of Power* (CoP)

Sebelum menganalisa nilai *Coefficient of Power* (CoP), diperlukan beberapa parameter yang berpengaruh terhadap nilai CoP. Parameter diperlukan karena CoP merupakan bilangan tidak berdimensi sehingga parameter-parameternya harus disamakan. Langkah- langkah yang dilakukan adalah:

- 1) Menentukan parameter yang mempengaruhi nilai daya
Parameter-parameter yang mempengaruhi yaitu:

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

Jumlah parameter (n) = 12

Keterangan :

P = Power (J/s)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)

μ = Viskositas dinamis fluida (N.s/m²)

U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

D = Diameter sudu turbin (m)

H = Tinggi turbin (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

h = Panjang silinder pengganggu (m)

Y = Jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu vertical (m)

e = Diameter poros (m)

S = Jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu horizontal (m)

ω = Kecepatan putar turbin (rad/s)

- 2) Menganalisa dimensi primer dari parameter-parameter yang ditentukan yaitu menggunakan M, L dan t

Parameter	P	ρ	μ	U	D	H	d	h	Y	e	S	ω
Dimensi	$\frac{ML^2}{t^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{t}$

- 3) Memilih repeating parameter dengan jumlah dimensinya yang sama terhadap dimensi primer. Repeating parameter yang digunakan yaitu ρ , U dan D.
- 4) Menentukan grup tanpa dimensi yang dihasilkan dengan cara pengurangan antara jumlah parameter dan jumlah repeating parameter $12 - 3 = 9$. Sehingga jumlah grup tanpa dimensi yang dihasilkan yaitu 9 sebagai berikut:

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho D^2 U^3} \quad : \text{Coefficient of Power}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D} \quad : \text{Bilangan Reynolds}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D} \quad : \text{Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D} \quad : \text{Rasio jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu horizontal (m)}$$

$$\pi_5 = \frac{e}{D} \quad : \text{Rasio diameter overlap poros Turbin Savonius dengan sudu turbin terhadap diameter sudu turbin}$$

$$\pi_6 = \frac{H}{D} \quad : \text{Rasio tinggi Turbin Savonius terhadap diameter sudu Turbin Savonius}$$

$$\pi_7 = \frac{\omega D}{U} \quad : \text{Tip Speed Ratio}$$

$$\pi_8 = \frac{h}{D} \quad : \text{Rasio ketinggian silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin}$$

$$\pi_9 = \frac{Y}{D} \quad : \text{Rasio jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu vertikal (m)}$$

5) Hubungan antara grup variable yang tak berdimensi yaitu:

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

sehingga jika dijabarkan menjadi:

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

Pada penelitian ini variabel $\frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{e}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{Y}{D}$ merupakan variable tetap sehingga nilainya tetap, sedangkan untuk variasi $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}$ merupakan variable bebas untuk menentukan variasi tersebut terhadap performa Turbin Savonius yang optimal. Sehingga persamaannya dapat ditulis menjadi

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

$$\text{CoP} = f_3(\text{Re}, \lambda)$$

3.2.2 Coefficient of Moment

Analisa dimensi selanjutnya adalah nilai *Coefficient of Moment* yang juga sebagai parameter untuk menilai performa dari Turbin Savonius. Langkah-langkah yang dilakukan adalah sebagai berikut:

- 1) Menentukan parameter yang mempengaruhi nilai daya
Parameter-parameter yang mempengaruhi yaitu:

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

Jumlah parameter (n) = 12

Keterangan :

T = Torsi (N.m)

ρ = Massa jenis fluida (kg/m³)

μ = Viskositas dinamis fluida (N.s/m²)

U = Kecepatan aliran fluida (m/s)

D = Diameter sudu turbin (m)

H = Tinggi turbin (m)

d = Diameter silinder pengganggu (m)

h = Panjang silinder pengganggu (m)

Y = Jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu vertical (m)

e = Diameter poros (m)

S = Jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu horizontal (m)

ω = Kecepatan putar turbin (rad/s)

- 2) Menganalisa dimensi primer dari parameter-parameter yang ditentukan yaitu menggunakan M, L dan t

Parameter	T	ρ	μ	U	D	H	d	h	Y	e	S	ω
-----------	---	--------	-------	---	---	---	---	---	---	---	---	----------

Dimensi	$\frac{ML^2}{t^2}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{Lt}$	$\frac{L}{t}$	L	$\frac{1}{t}$						
---------	--------------------	-----------------	----------------	---------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---------------

- 3) Memilih repeating parameter dengan jumlah dimensinya yang sama terhadap dimensi primer. Repeating parameter yang digunakan yaitu ρ , U dan D .
- 4) Menentukan grup tanpa dimensi yang dihasilkan dengan cara pengurangan antara jumlah parameter dan jumlah repeating parameter $12 - 3 = 9$. Sehingga jumlah grup tanpa dimensi yang dihasilkan yaitu 9 sebagai berikut:

$$\pi_1 = \frac{T}{\rho D^2 U^3} \quad : \text{Coefficient of Moment}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D} \quad : \text{Bilangan Reynolds}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D} \quad : \text{Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D} \quad : \text{Rasio jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu horizontal (m)}$$

$$\pi_5 = \frac{e}{D} \quad : \text{Rasio diameter overlap poros Turbin Savonius dengan sudu turbin terhadap diameter sudu turbin}$$

$$\pi_6 = \frac{H}{D} \quad : \text{Rasio tinggi Turbin Savonius terhadap diameter sudu Turbin Savonius}$$

$$\pi_7 = \frac{\omega D}{U} \quad : \text{Tip Speed Ratio}$$

$$\pi_8 = \frac{h}{D} \quad : \text{Rasio ketinggian silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin}$$

$$\pi_9 = \frac{Y}{D} \quad : \text{Rasio jarak silinder pengganggu terhadap pusat turbin dalam sumbu vertikal (m)}$$

- 5) Hubungan antara grup variable yang tak berdimensi yaitu:

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

sehingga jika dijabarkan menjadi:

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

Pada penelitian ini variabel $\frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{e}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{Y}{D}$ merupakan variable tetap sehingga nilainya tetap, sedangkan untuk variasi $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}$ merupakan variable bebas untuk menentukan variasi tersebut terhadap performa Turbin Savonius yang optimal. Sehingga persamaannya dapat ditulis menjadi

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

$$C_M = f_3(\text{Re}, \lambda)$$

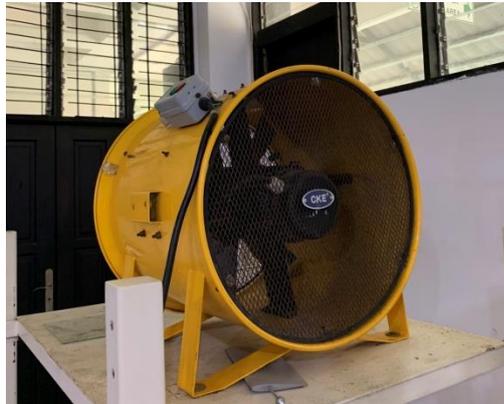
3.3 Peralatan

Untuk mendukung penelitian yang dilakukan, maka dibutuhkan beberapa peralatan sebagai penunjang pengambilan data eksperimen yaitu:

3.3.1 Axial Fan

Pada penelitian ini, *Axial Fan* digunakan sebagai simulator sumber udara untuk memutar Turbin Savonius. Jenis *Axial Fan* yang digunakan yaitu tipe CKE SPV-18 yang

ditunjukkan seperti pada gambar 3.4. Spesifikasi dari *Axial Fan* yaitu ditunjukkan pada table 3.1



Gambar 3.4 *Axial Fan*

Tabel 3.1 Spesifikasi dari *Axial Fan*

<u>Spesifikasi</u>	
Diameter	18 inch/ 450 mm
Speed	2850 rpm
Power	1,7 kW
Air Flow	4413 CFM
Phase	1
Voltage	220 – 240 V
Static Pressure	520 Pa

3.3.2 *Voltage Regulator*

Voltage Regulator merupakan alat yang digunakan untuk memberikan suatu tegangan keluaran DC yang stabil dan tidak dipengaruhi oleh perubahan tegangan masukan, arus, beban dan suhu. *Voltage Regulator* digunakan untuk mengatur kecepatan dari *Axial Fan*. *Voltage Regulator* yang digunakan adalah tipe TDGC 2J-3 seperti pada gambar 3.5 dengan spesifikasi seperti pada tabel 3.2



Gambar 3.5 *Voltage Regulator*

Tabel 3.2 Spesifikasi dari *Voltage Generator*

<u>Spesifikasi</u>	
Input	110/220 V
Output	0-250 V
Frekuensi	50-60 Hz
Arus Maksimal	4,8/12 A
Kapasitas	3 KVA

3.3.3 Turbin Angin Savonius

Benda uji yang digunakan dalam penelitian yang akan dilakukan yaitu jenis turbin VAWT lebih tepatnya Turbin Savonius seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.6. Turbin Savonius yang digunakan memiliki dimensi dan spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter sudu turbin (D) : 165,2 mm
- Tinggi (H) : 295 mm
- Diameter shaft (b) : 19 mm
- Diameter *end plate* (D0) : 333,74 mm
- Tebal *end plate* : 1 mm
- Tebal sudu turbin : 3 mm
- Material poros : Stainless Steel
- Material *end plate* : Aluminium Cladding 2024



Gambar 3.6 Turbin Savonius

3.3.4 Silinder Sirkular Pengganggu

Silinder pengganggu yang akan digunakan untuk memperbaiki performa dari Turbin Savonius berupa sirkular yang ditunjukkan pada gambar 3.7. Silinder sirkular memiliki dimensi dan spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter Silinder (d) : 88 mm
- Tinggi : 490 mm
- Material Silinder pengganggu : PVC (Poly Vinyl Chloride)



Gambar 3.7 Silinder Sirkular Pengganggu

3.3.5 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian digunakan sebuah penyangga sebagai tempat peletakkan turbin angin Savonius dan juga silinder pengganggu. Gambar 3.8 merupakan penyangga Turbin Savonius :

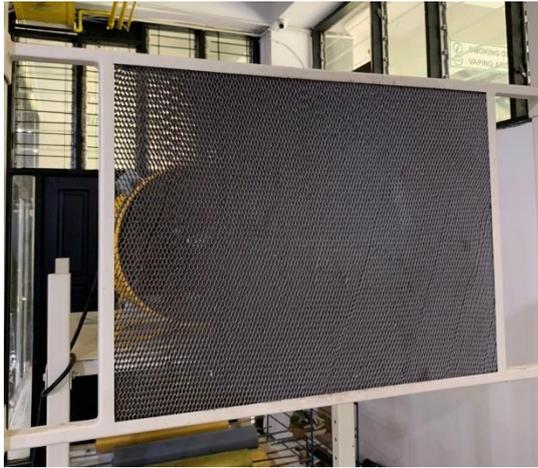


Gambar 3.8 Penyangga Turbin Savonius

3.3.6 Honeycomb

Pada penelitian yang akan dilakukan, digunakan sebuah *Honeycomb* yang bertujuan untuk menyeragamkan aliran angin dari *Axial Fan* menuju Turbin Savonius dan juga bertujuan untuk mencegah terjadinya Swirl. *Honeycomb* diletakkan diantara *Axial Fan* dan Turbin Savonius sesuai skema yang ditunjukkan pada gambar 3.9. *Honeycomb* yang digunakan memiliki dimensi dan spesifikasi sebagai berikut:

- Panjang sisi frame : 750 mm
- Panjang sisi *Honeycomb* : 630 mm
- Tebal frame : 30 mm
- Tebal *Honeycomb* : 20 mm
- Meshing size : 0,0248 lubang/mm²



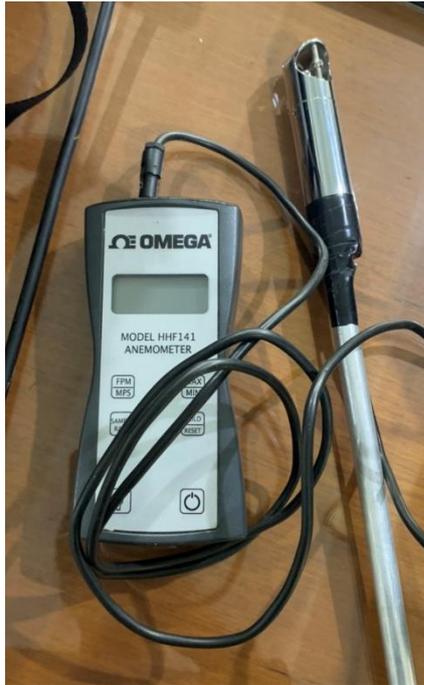
Gambar 3.9 *Honeycomb*

3.3.7 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan data hasil eksperimen yang nantinya akan diolah untuk menilai performa dari penelitian yang dilakukan. Alat ukur yang digunakan yaitu untuk mendapatkan nilai putaran (rpm) dan torsi (nm) yang dihasilkan oleh Turbin Savonius. Beberapa alat ukur yang digunakan adalah sebagai berikut:

a. Anemometer

Anemometer adalah alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin yang dihasilkan oleh *Axial Fan*. Anemometer yang digunakan pada penelitian yaitu tipe Omega HHF141 Digital Anemometer seperti pada gambar 3.10. Terdapat beberapa satuan dalam pembacaan pengukuran yaitu ft/min, mph, knots, m/s dan km/h. Selain itu, anemometer dapat membaca temperature udara dalam satuan F dan C. Anemometer ini memiliki tingkat keakurasian yang tinggi yaitu mendekati 1% dan spesifikasi yang ditunjukkan pada tabel 3.3.



Gambar 3.10 Anemometer

Tabel 3.3 Spesifikasi dari Anemometer

	<u>Spesifikasi</u>	
Range	25 mm probe	300 – 6800 FPM
	70 mm probe	400 – 7800 FPM
Akurasi	±1% atau ± 1 digit	
Resolusi	1 ft/min atau 0,01 m/s	
Power Supply	3 AA Alkaline batteries	
Output	USB atau 0 – 5V DC Analog Signal	
Operating Temperature	Probe	-20 – 100C
	Instrumen	0 – 50C

b. Tachometer

Tachometer adalah alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan putar dari Turbin Savonius. Tachometer yang digunakan yaitu tipe Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA seri HHT13 seperti pada gambar 3.11. Akurasi pada alat tipe ini yaitu 0,01% atau ± 1 digit dengan range pengukuran antara 5 hingga 99.999 rpm dan spesifikasi yang ditunjukkan pada tabel 3.4



Gambar 3.11 Tachometer

Tabel 3.4 Spesifikasi dari Tachometer

<u>Spesifikasi</u>	
Range	5 sampai 99.999 rpm
Accuracy	0,01% atau ± 1 digit
Resolution	0,001 sampai 1 rpm
Display	5-digit Alphanumeric LCD
Memory	Max, min dan last
Power	2 "AA" 1,5 V DC Batteries
Enviromental	5 - 40C

c. Torque Meter

Torque meter adalah alat yang digunakan untuk mengukur torsi statis dari Turbin Savonius. Torque meter yang digunakan pada penelitian yaitu tipe Torque Meter LUTRON TQ-8800 yang ditampilkan pada gambar 3.12 dan spesifikasinya pada tabel 3.5



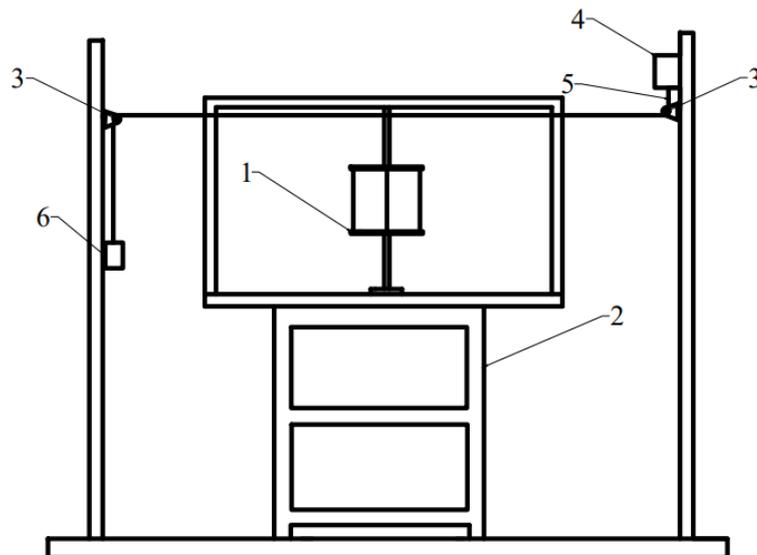
Gambar 3.12 Torquemeter

Tabel 3.5 Spesifikasi Torquemeter

<u>Spesifikasi</u>	
<u>Max. Range</u>	15 kg.cm
<u>Resolusi Tinggi</u>	0.01 kg.cm
<u>Resolusi Rendah</u>	0.1 kg.cm
<u>Overload Protection Range</u>	22,5 kgf.cm

d. *Brake Dynamometer*

Brake Dynamometer adalah alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh Turbin Savonius. Penggunaan alat ukur *Brake Dynamometer* didasarkan pada penelitian yang dilakukan oleh **Mahmoud et al (2012)**.



Gambar 3.13 Konfigurasi *Brake Dynamometer*

Skema dari peralatan ini yaitu ditunjukkan pada gambar 3.13 dimana

1. Turbin Savonius
2. Penyangga alat uji
3. *Pulley*
4. Neraca Pegas
5. Benang nilon
6. Massa pemberat

Pengukuran torsi dinamis yang dihasilkan oleh Turbin Savonius dilakukan dengan cara menambahkan massa pemberat yang disambungkan dengan neraca pegas secara bertahap ketika turbin sedang berputar hingga turbin berhenti berputar. Putaran turbin diukur dengan menggunakan Tachometer untuk setiap penambahan massa pemberat. Nilai torsi dinamis digunakan untuk menghitung daya yang dihasilkan oleh Turbin Savonius dengan mengalikan nilai torsi dinamis dan putaran dari turbin. Daya yang dihasilkan ini yang akan digunakan dalam menilai performa dari Turbin Savonius.

1) Benang Nilon

Benang nilon yang digunakan untuk mengikat massa pemberat yaitu jenis OPTIMUM LAZER seperti pada gambar 3.14 serta spesifikasi ditunjukkan pada table 3.6



Gambar 3.14 Benang Nilon

Tabel 3.6 Spesifikasi dari Benang Nylon

<u>Spesifikasi</u>	
Max Weight	20 kg
Diameter	0,6 mm

2) Massa Pemberat

Massa pemberat yang digunakan yaitu anak timbangan dari OIML R111B dengan variasi massa yaitu ditunjukkan pada gambar 3.15 dan spesifikasinya pada tabel 3.7



Gambar 3.15 Massa Pemberat

Tabel 3.7 Spesifikasi dari Massa Pemberat

<u>Spesifikasi</u>	
Massa (g)	Toleransi (mg)
1	1
2	1,2
5	1,5
10	2
20	2,5
50	3
100	5
200	10
500	25

3) Neraca Pegas

Neraca pegas digunakan sebagai pembacaan nilai beban yang ditambahkan setelah diberikan massa pemberat. Neraca pegas yang digunakan adalah tipe

NAGATA seperti pada gambar 3.16 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada tabel 3.8



Gambar 3.16 Neraca Pegas

Tabel 3.8 Spesifikasi dari Neraca Pegas

<u>Spesifikasi</u>	
<u>Kapasitas</u>	10 kg
<u>Resolusi</u>	50 g

3.4 Experemintal Set Up

Penelitian dilakukan dengan beberapa langkah seperti berikut untuk mengambil data yang diperlukan sehingga dapat menilai performa dari Turbin Savonius. Pengambilan data yang utama adalah nilai torsi statis dan torsi dinamis.

3.4.1 Prosedur Penelitian

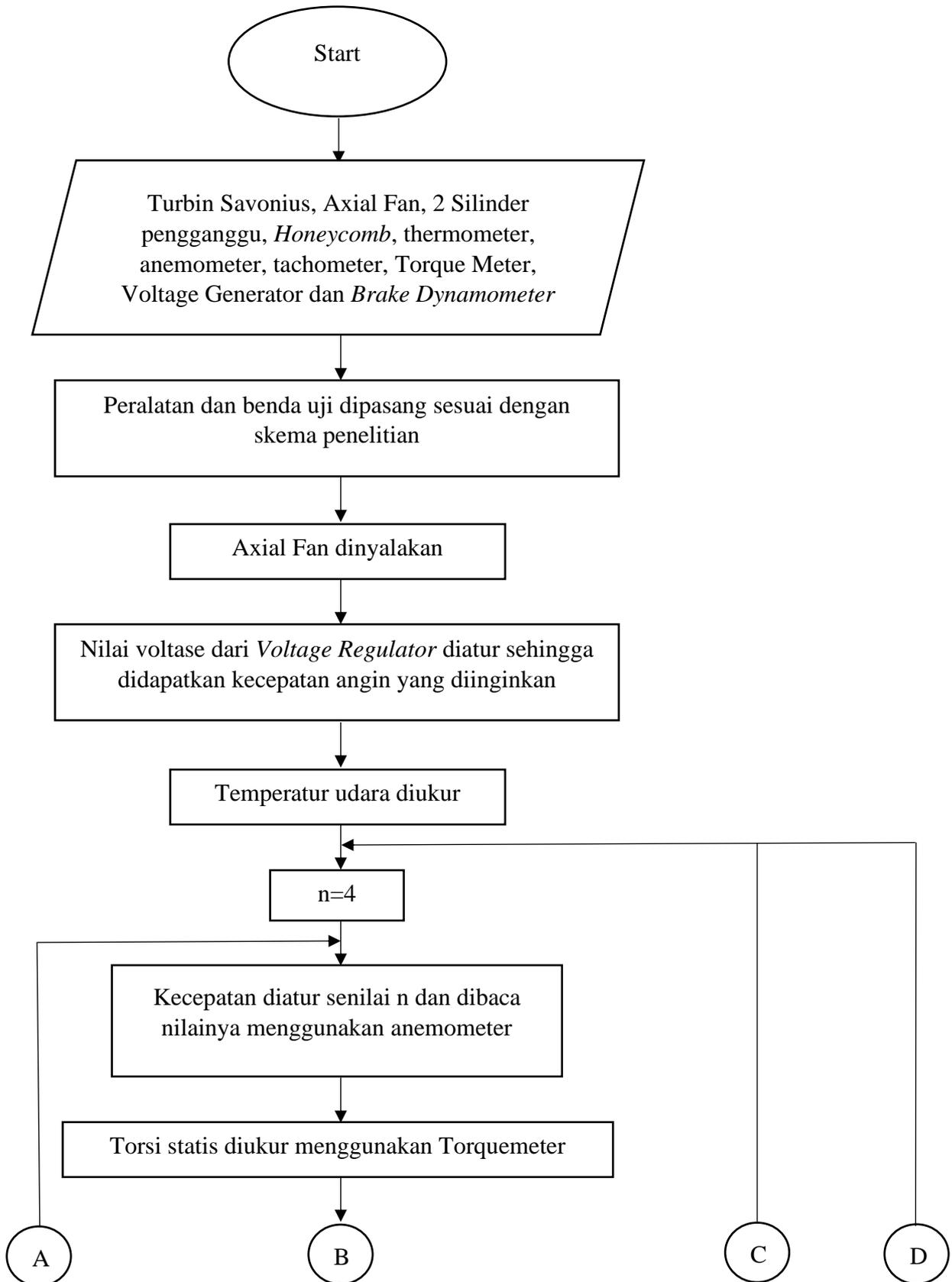
Prosedur penelitian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

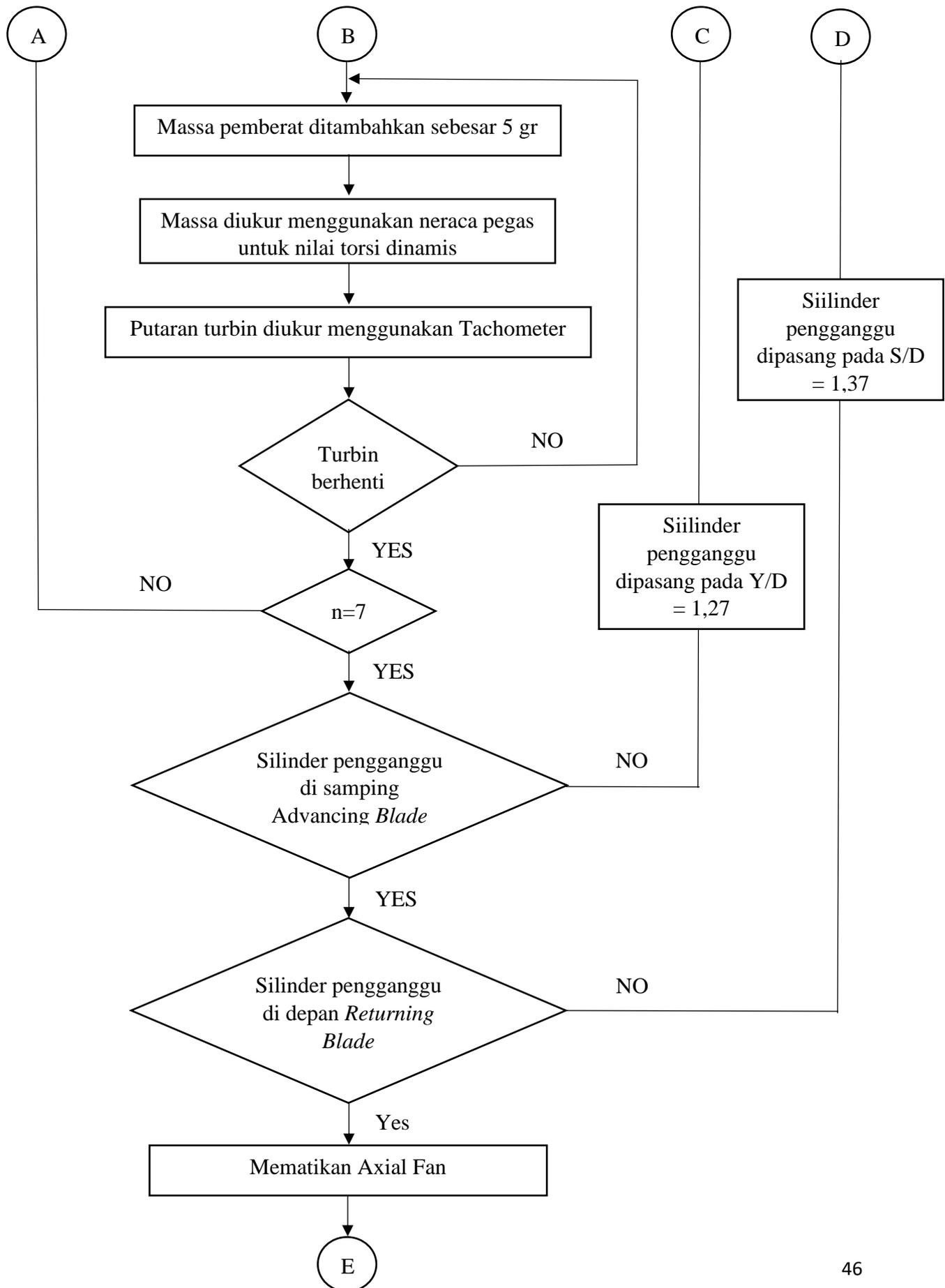
1. Persiapan peralatan yang akan digunakan dalam penelitian
2. Pemasangan benda uji (Turbin Savonius) di depan *axial fan*
3. Menyalakan *Axial Fan* dan mengatur kecepatan angin dengan cara mengatur besar tegangan dari *Voltage Regulator*
4. Melakukan pengukuran temperatur dengan menggunakan Termometer untuk menghitung Bilangan *Reynolds*
5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer agar sesuai dengan yang diinginkan
6. Melakukan pengukuran torsi statis menggunakan Torquemeter
7. Mengukur torsi dinamis dengan menggunakan *Brake Dynamometer* dengan cara sebagai berikut :
 - a. Memberikan massa pemberat yang terhubung dengan neraca pegas sesuai dengan variasi massa yang diinginkan
 - b. Mengukur massa yang terbaca pada neraca pegas untuk nilai torsi dinamis
 - c. Mengukur putaran poros turbin dengan tachometer

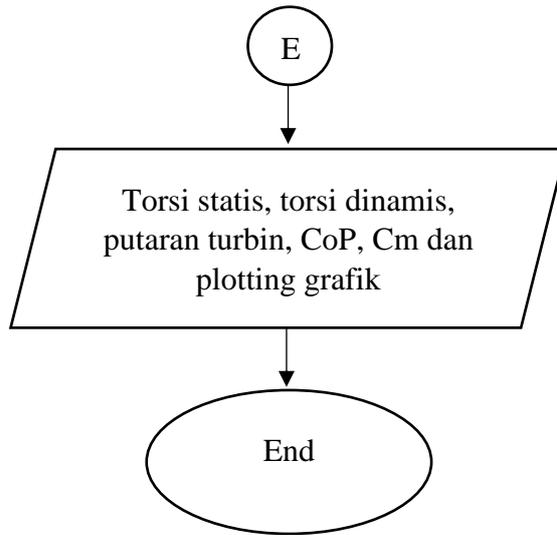
- d. Mengulangi langkah a – c hingga turbin berhenti
8. Mengulangi langkah 3 sampai 8 dengan merubah angin yaitu dengan variasi 4, 5, 6 dan 7 m/s
 9. Mencatat data-data yang diperlukan
 10. Mematikan *Axial Fan*
 11. Memasang silinder sirkular pengganggu di samping *Advancing Blade* untuk Konfigurasi A dengan rasio jarak antara pusat *Advancing Blade* ke silinder pengganggu pada sumbu vertikal terhadap diameter sudu turbin (Y/D) sebesar 1,27
 12. Mengulangi langkah 3 – 9 dan mencatat data-data yang diperlukan
 13. Mematikan *Axial Fan*
 14. Menambahkan silinder sirkular pengganggu di depan *Returning Blade* dengan rasio jarak antara pusat sudu *Returning* dengan silinder pengganggu pada sumbu horizontal terhadap diameter sudu *Returning* (S/D) sebesar 1,37. Silinder pengganggu di samping *Advancing Blade* masih dipasang untuk konfigurasi B
 15. Mengulangi langkah 3 – 9 dan mencatat data-data yang diperlukan
 16. Mematikan *Axial Fan*
 17. Mengolah semua data yang diperoleh dari penelitian yaitu putaran turbin, torsi statis dan torsi dinamis menjadi *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* serta melakukan plotting grafik untuk mengevaluasi hasil eksperimen

3.4.2 Flowchart Penelitian

Dari prosedur penelitian yang telah dijelaskan pada bab sebelumnya, maka dapat dibentuk sebuah *flowchart* sebagai berikut :



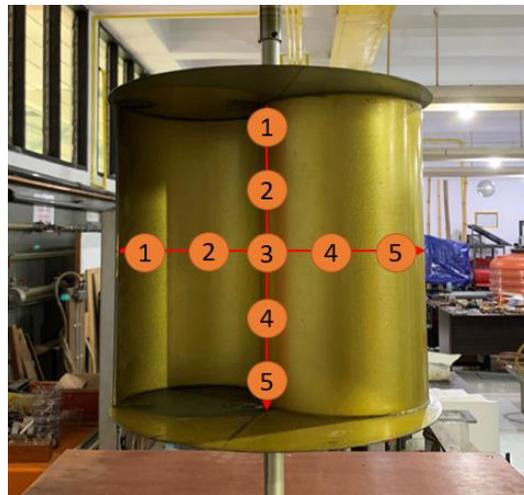




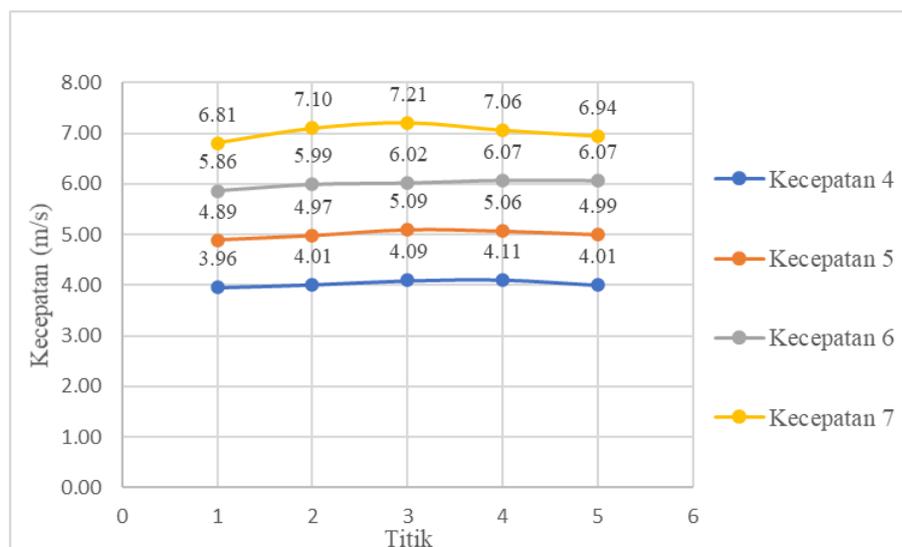
Gambar 3.17 *Flowchart* penelitian

3.5 Uji *Uniformity*

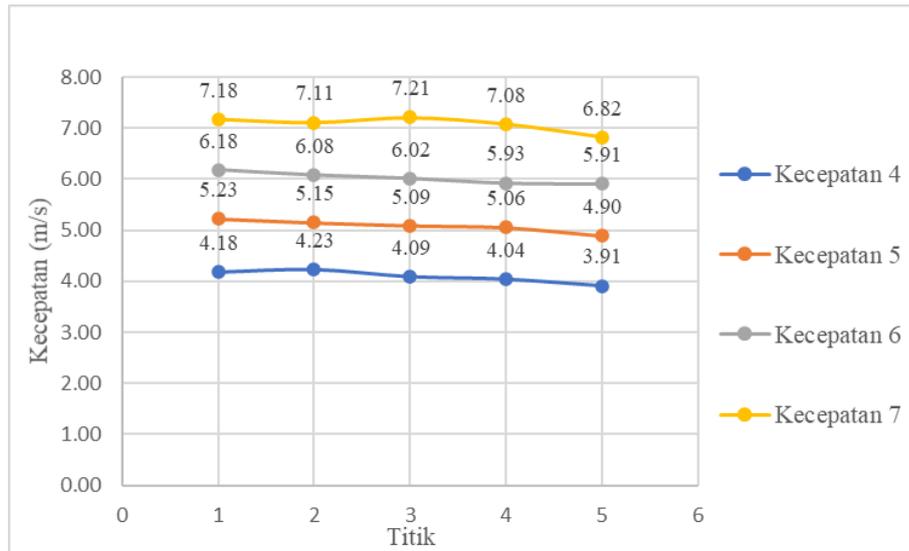
Uji *Uniformity* dilakukan untuk mengoptimalkan penelitian supaya hasilnya tetap berada pada posisi ideal. Aliran uniform merupakan aliran fluida ketika alirnya teratur dan tidak berubah terhadap kecepatan sehingga kondisi ini akan memberikan hasil yang akurat karena variabel kecepatan udaranya tidak berubah-ubah. Biasanya penelitian dilakukan di dalam Wind Tunnel yang bertujuan untuk menghasilkan aliran yang uniform, namun penelitian dilakukan diluar Wind Tunnel karena penelitian dilakukan seperti kondisi aslinya. Menentukan keseragaman aliran pada *external flow* lebih sulit dibandingkan dengan *internal flow* karena sumbernya terhadap benda uji tidak hanya satu titik melainkan berbagai titik. Oleh karena itu, perlu ditambahkan *Honeycomb* untuk memaksimalkan hasil keseragaman aliran dan dilakukan penelitian dengan mengukur kecepatan pada berbagai titik di depan benda uji. Pengujian dilakukan dengan menentukan 5 titik horizontal dan 5 titik vertical dengan jarak $6D$ atau enam kali terhadap diameter sudu turbin yang terlihat pada gambar 3.18. Hasil pengujian tertera pada gambar 3.19 dan gambar 3.20.



Gambar 3.18 Skema Pengujian *Uniformity*



Gambar 3.19 Hasil Pengujian *Uniformity* Sumbu Horizontal



Gambar 3.20 Hasil Pengujian *Uniformity* Sumbu Vertikal

3.6 Perhitungan *Uncertainty*

Perhitungan *Uncertainty* perlu dipertimbangkan karena pada sebuah eksperimen pasti terdapat sebuah error-error yang tidak dapat dihindari dari faktor pelaku eksperimen maupun efek dari luar yang tidak bisa dikendalikan. Sehingga *Uncertainty* digunakan sebagai indikator keakuratan data yang dihasilkan ketika eksperimen. Berikut merupakan contoh perhitungan *Uncertainty* pada data kecepatan 7 m/s untuk nilai puncak dari *Coefficient of Power* pada *Tip Speed Ratio* optimum serta pada konfigurasi B dimana $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$.

1. Nilai *Uncertainty* pada nilai *Tip Speed Ratio* (λ)

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

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

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

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

$$u_{\lambda, \omega} = \frac{\delta \lambda \omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_{\omega} = u_{\omega}$$

$$u_{\lambda, R} = \frac{\delta \lambda R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial R} u_R = u_R$$

$$u_{\lambda, U} = \frac{\delta \lambda U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial U} u_U = u_U$$

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

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

Uncertainty pada putaran (ω)

$$u_{\omega} = \pm \frac{0.1}{262,6} = \pm 3,8 \times 10^{-4}$$

Uncertainty pada jari-jari turbin (R)

$$u_R = \pm \frac{1}{152,7} = \pm 6,5 \times 10^{-3}$$

Uncertainty pada kecepatan (U)

$$u_U = \pm \frac{0,01}{7} = \pm 0,0014$$

Nilai-nilai *uncertainty* yang sudah dijabarkan di substitusi ke rumus awalnya menjadi :

$$u_\lambda = \pm \{u_\omega^2 + u_R^2 + (-u_V)^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\lambda = \pm \{ (3,8 \times 10^{-4})^2 + (6,5 \times 10^{-3})^2 + (0,0014)^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\lambda = \pm 6,66 \times 10^{-3}$$

$$u_\lambda = \pm 0,66\%$$

2. Nilai Uncertainty pada nilai torsi dinamis (Td)

$$Td = \{ |s - m| \} \times g \times r$$

$$dTd = \frac{\partial Td}{\partial (|s - m|)} + \frac{\partial Td}{\partial r}$$

$$dTd = r \partial (|s - m|) + |s - m| \partial r$$

$$uTd, (|s - m|) = \frac{\delta Td (|s - m|)}{Td} = \frac{(|s - m|)}{Td} \frac{\partial Td}{\partial (|s - m|)} u_{(|s - m|)} = u_{(|s - m|)}$$

$$uTd, r = \frac{\delta Td r}{Td} = \frac{r}{Td} \frac{\partial Td}{\partial r} u_r = u_r$$

$$uTd = \pm \{ [u_{(|s - m|)}]^2 + [u_r]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

Uncertainty (u) pada neraca pegas (|s-m|)

$$u_{(|s - m|)} = \pm \frac{10}{270} = \pm 0,037$$

Uncertainty pada jari-jari poros (r)

$$u_r = \pm \frac{0,01}{12,57} = \pm 0,0007$$

Maka *Uncertainty* dari torsi dinamis (Td)

$$uTd = \pm \{ [u_{(|s - m|)}]^2 + [u_r]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$uTd = \pm \{ [0,037]^2 + [0,0007]^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$uTd = \pm 0,037$$

$$uTd = \pm 3,7\%$$

3. *Uncertainty* pada luas (A)

$$A = L \times H$$

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

$$dA = H + L$$

$$u_{A,L} = \frac{\delta AL}{A} = \frac{L}{A} \frac{\partial A}{\partial L} u_L = u_L$$

$$u_{A,H} = \frac{\delta AH}{A} = \frac{H}{A} \frac{\partial A}{\partial H} u_H = u_H$$

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

Uncertainty pada panjang karakteristik (L)

$$u_L = \pm \frac{1}{305,4} = \pm 0,0033$$

Uncertainty pada tinggi turbin (H)

$$u_H = \pm \frac{1}{295} = \pm 0,0034$$

Maka *Uncertainty* pada luas (A)

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

$$u_A = \pm \{[0,0033]^2 + [0,0034]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_A = \pm 0,0047$$

$$u_A = \pm 0,47\%$$

4. *Uncertainty* pada Massa Jenis (ρ)

$$\rho \times T = C$$

$$\rho = \frac{C}{T} = CT^{-1}$$

$$\frac{d\rho}{dT} = -T^{-2}$$

$$u_{\rho,T} = \frac{\delta\rho T}{\rho} = \frac{T}{T^{-1}} \times -T^{-2} u_T = -u_T$$

$$u_\rho = \pm \{[-u_T]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_\rho = u_T = \pm \frac{0,1}{27,5} = 0,0036$$

$$u_\rho = \pm 0,36\%$$

5. Uncertainty pada Coefficient of Moment (Cm)

$$u_{Cm} = \pm \left\{ [u_{Td}]^2 + [-u_\rho]^2 + [-2u_U]^2 + [-u_A]^2 + [-u_R]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Cm} = \pm \left\{ [0,037]^2 + [-0,0036]^2 + [-2 \times 0,0014]^2 + [-0,0047]^2 + [-0,0065]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Cm} = \pm 0,0381$$

$$u_{Cm} = \pm 3,81\%$$

6. Uncertainty pada Coefficient of Power (CoP)

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

$$u_{CoP} = \pm \left\{ [0,0381]^2 + [0,0066]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm 0,0386$$

$$u_{CoP} = \pm 3,86\%$$

7. Uncertainty pada Viskositas (μ) pada temperatur 27,5 C

$$u_\mu = \pm \frac{\partial \mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} (\pm \delta T)$$

$$\frac{d\mu}{dT} = \frac{\Delta \mu}{\Delta T} = \frac{\mu(28) - \mu(26)}{(28^\circ C) - (26^\circ C)}$$

$$\frac{d\mu}{dT} = \frac{\Delta \mu}{\Delta T} = \frac{(1,851 \times 10^{-5} - 1,841 \times 10^{-5})}{(28^\circ C) - (26^\circ C)}$$

$$\frac{d\mu}{dT} = \frac{\Delta \mu}{\Delta T} = 5 \times 10^{-8} \frac{Ns}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Maka didapatkan

$$u_\mu = \pm \frac{\partial \mu}{\mu} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} (\pm \delta T)$$

$$u_\mu = \frac{1}{1,846 \times 10^{-5} Ns/m^2} \times 5 \times 10^{-8} \frac{Ns}{m^2 \cdot ^\circ C} \times (\pm 0,5^\circ C)$$

$$u_\mu = \pm 0,00135$$

$$u_\mu = \pm 0,135\%$$

8. Uncertainty pada Bilangan Reynolds (Re)

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

$$u_{Re} = \pm \left\{ [0,0036]^2 + [0,0014]^2 + [0,0033]^2 + [-0,00135]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{Re} = \pm 0,00525$$

$$u_{Re} = \pm 0,525\%$$

Sehingga berikut merupakan kesimpulan nilai *Uncertainty* dari beberapa parameter penting pada kecepatan angin 7 m/s yang tepatnya terdapat pada puncak nilai CoP dengan nilai *Tip Speed Ratio* optimum ketika dipasang konfigurasi B untuk $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$

Tabel 3.9 Hasil Perhitungan *Uncertainty*

Parameter	<i>Uncertainty</i>
<i>Tip Speed Ratio</i> (λ)	0,66%
<i>Coefficient of Moment</i> (Cm)	3,81%
<i>Coefficient of Power</i> (CoP)	3,86%
<i>Reynolds Number</i> (Re)	0,525%

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Pada subbab ini akan dijelaskan mengenai contoh perhitungan untuk menghasilkan beberapa nilai parameter yang nantinya akan dibandingkan antara konfigurasi konvensional, konfigurasi A dan konfigurasi B. Terdapat beberapa hal yang menjadi batasan masalah sehingga diasumsikan karena pada penelitian ini digunakan Fluida udara yaitu aliran Steady dan Incompressible yang memiliki parameter sebagai berikut :

1. Tekanan Absolute udara dalam keadaan standar (P_{std}) = $1,01325 \times 10^5$ N/m².
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_{std}) = 288,2 K.
3. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = 1,225 kg/m³.
4. Temperatur udara ruang kerja (saat penelitian) (T_2) = 28,5°C = 300,5 K

Parameter berikut digunakan untuk data standar yang akan digunakan dalam perhitungan pada penelitian dimana pada contoh perhitungan ini digunakan pada data kecepatan 7 m/s untuk nilai puncak CoP dengan nilai *Tip Speed Ratio* optimum pada konfigurasi B yaitu $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$. Beberapa parameter yang dihitung sebagai berikut :

4.1.1 Perhitungan Reynolds Number

- Massa Jenis Udara

Massa jenis udara memiliki persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 T_2}{T_2}$$

Dimana $V = \frac{m}{\rho}$, maka ketika disubstitusi menjadi :

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2}$$

Dapat diasumsikan bahwa $P_1 = P_2$ karena berada pada ketinggian yang sama dan massa udara dianggap sama maka persamaan menjadi :

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{300,5}$$

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

- Viskositas Udara

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan :

$$\mu = \frac{bT^{\frac{3}{2}}}{S + T}$$

Dimana untuk udara :

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}^{\frac{1}{2}}}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

Maka nilai viskositas udara yaitu :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{Kg}{m \cdot s \cdot K^2} (300,5)^2}{110,4 + 300,5}$$

$$\mu = 1,84 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

- *Reynolds Number*

Reynolds Number dapat dihitung ketika nilai viskositas dan massa jenis dari udara sudah dihitung dengan rumus :

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu}$$

Dimana L adalah Panjang karakteristik dari Turbin Savonius sebesar 305,4 mm atau sebesar 0,305 m.

$$Re = \frac{1,17 \frac{kg}{m^3} \times 7 \frac{m}{s} \times 0,305 m}{1,84 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re = 13,5 \times 10^4$$

4.1.2 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (λ)

Sesuai persamaan 2.21 maka untuk menghitung nilai *Tip Speed Ratio* digunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana,

$$\omega = 27,4 \frac{rad}{s}$$

$$R = \frac{L}{2} = \frac{0,305 m}{2} = 0,1527 m$$

Sehingga

$$\lambda = \frac{27,4 \frac{rad}{s} \times 0,1527 m}{7 \frac{m}{s}}$$

$$\lambda = 0,6$$

4.1.3 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Berdasarkan persamaan 2.20 karena pengambilan data menggunakan sistem *Brake Dynamometer* sehingga digunakan rumus :

$$CoP = \frac{|s - m|gr\omega}{\frac{1}{2}\rho AU^3}$$

Dimana,

A = Luas penampang pada sudu Turbin Savonius sebesar 90093 mm^2 atau sebesar $0,090 \text{ m}^2$

r = Jari-jari poros sebesar $12,575 \text{ mm}$ atau sebesar $0,0125 \text{ m}$

m = Massa pembebanan sebesar $60,29 \text{ gr}$ atau $0,06 \text{ kg}$

s = Massa yang terbaca pada neraca pegas yaitu sebesar 330 gr atau $0,33 \text{ kg}$

Sehingga nilai CoP sebesar

$$CoP = \frac{|0,33 - 0,06| \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,0125 \text{ m} \times 27,4 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{\frac{1}{2} \times 1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,09 \text{ m}^2 \times \left(7 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3}$$

$$CoP = 0,05$$

4.1.4 Perhitungan *Coefficient of Moment* (Cm)

Berdasarkan persamaan 2.18 maka dapat dihitung nilai *Coefficient of Moment* dengan menggunakan rumus :

$$Cm = \frac{Td}{\frac{1}{2} \rho U^2 Ar}$$

Dimana,

Td = Torsi dinamis yang dihasilkan oleh Turbin Savonius sebesar $0,332 \text{ Nm}$

Sehingga didapatkan nilai Cm sebesar :

$$Cm = \frac{0,332 \text{ Nm}}{\frac{1}{2} \times 1,17 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \left(7 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \times 0,090 \text{ m}^2 \times 0,0125 \text{ m}}$$

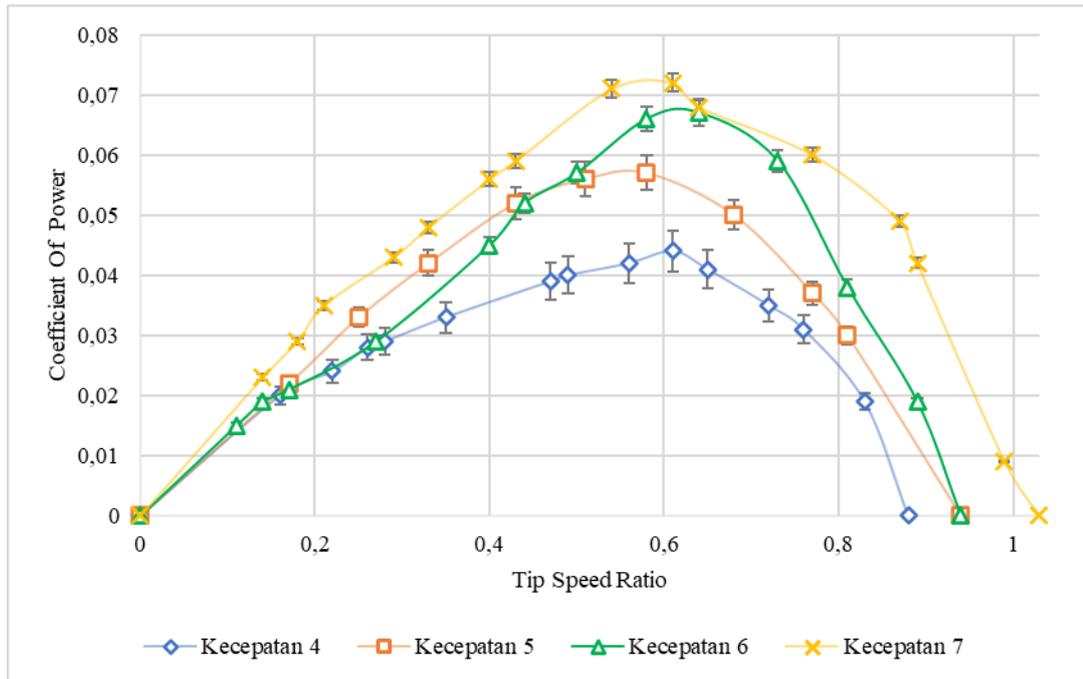
$$Cm = 0,084$$

4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konfigurasi Konvensional Tanpa Penambahan Silinder Pengganggu

Analisa turbin angin Savonius konvensional atau tanpa penambahan silinder pengganggu perlu dilakukan untuk mengetahui performa kondisi awal dari Turbin Savonius dimana nantinya akan dibandingkan ketika Turbin Savonius ditambahkan silinder pengganggu dan dianalisa apakah penelitian yang dilakukan memberikan kenaikan performa pada Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu terhadap Turbin Savonius konvensional. Data utama yang dianalisa adalah nilai CoP, Cm dan torsi statis pada variasi kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s.

4.2.1 Analisa *Coefficient Of Power* (CoP) terhadap fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Grafik yang akan dianalisa pada subbab ini adalah nilai *Coefficient of Power* terhadap nilai dari *Tip Speed Ratio*. Nilai *Coefficient of Power* didapatkan melalui perbandingan antara daya output Turbin Savonius yang diteliti yaitu dengan cara perkalian antara torsi dinamis yang diukur menggunakan *Brake Dynamometer* dan kecepatan putar pada Turbin Savonius yang diukur menggunakan *Tachometer* terhadap daya teoritis. Nilai *Tip Speed Ratio* didapatkan melalui perbandingan kecepatan tangensial turbin terhadap kecepatan angin yang diukur menggunakan *Tachometer*. Variasi nilai *Tip Speed Ratio* dilakukan dengan cara mengubah berat beban pada sistem *Brake Dynamometer*.



Gambar 4.1 Grafik *Coefficient of Power* pada Konfigurasi Konvensional

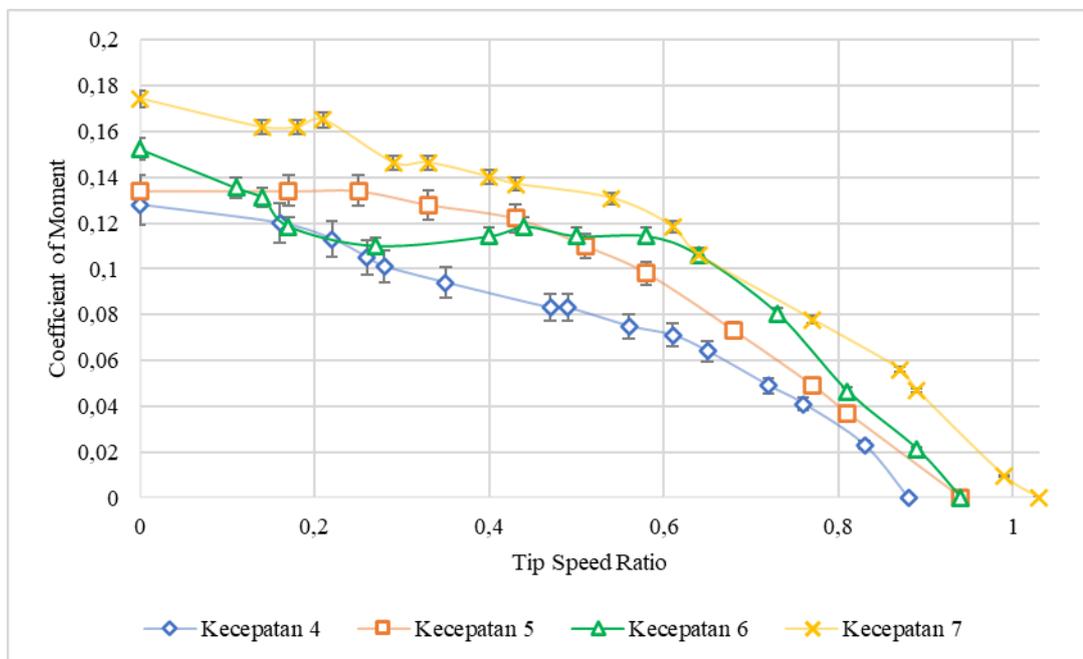
Pada gambar 4.1 menunjukkan bahwa nilai *Coefficient of Power* fungsi *Tip Speed Ratio* meningkat karena putaran turbin yang meningkat namun akan turun kembali karena *losses* yang dihasilkan semakin besar seiring naiknya kecepatan putaran turbin. Grafik *Coefficient of Power* (CoP) terhadap *Tip Speed Ratio* memiliki bentuk parabolik dimana terdapat puncak nilai *Coefficient of Power* pada setiap kecepatannya. Pada kecepatan 4 m/s, CoP maksimum yaitu pada *Tip Speed Ratio* 0,61 sebesar 0,044. Pada kecepatan 5 m/s, CoP maksimum yaitu pada *Tip Speed Ratio* 0,58 sebesar 0,057. Pada kecepatan 6 m/s, CoP maksimum yaitu pada *Tip Speed Ratio* 0,64 sebesar 0,067. Pada kecepatan 7 m/s, CoP maksimum yaitu pada *Tip Speed Ratio* 0,61 sebesar 0,072. Nilai *Tip Speed Ratio* ketika CoP maksimum merupakan *Tip Speed Ratio* optimum sehingga nilai CoP akan meningkat hingga puncaknya pada *Tip Speed Ratio* optimal lalu nilai CoP akan turun. Pada penelitian dapat disimpulkan bahwa nilai *Tip Speed Ratio* optimum yaitu sekitar 0,58 – 0,64.

Dari grafik yang dilihat pada gambar 4.1 juga menunjukkan bahwa nilai *Tip Speed Ratio* optimum didapatkan pada seluruh variasi kecepatan dan akurat yaitu pada rentang 0,58 – 0,64 dimana pada penelitian ini ditentukan dengan pemberian pembebanan pada sistem *Brake Dynamometer*. Nilai *Tip Speed Ratio* optimum didapatkan dengan pembebanan tertentu sehingga Turbin Savonius dapat berputar pada kecepatan putar yang tinggi serta torsi yang dihasilkan juga tinggi. Ketika pembebanan terus ditambahkan maka putaran Turbin Savonius akan terus menurun karena turbin harus melawan beban pemberat tersebut ketika berputar dimana akibatnya nilai *Tip Speed Ratio* akan menurun. Pada *Tip Speed Ratio* optimum terjadi nilai puncak CoP karena nilai *Tip Speed Ratio* yang cenderung masih tinggi serta torsi dinamis yang dihasilkan juga besar sehingga nilai CoP yang dihasilkan juga besar. Pada gambar 4.1 juga dapat dilihat bahwa kenaikan kecepatan akan menyebabkan kenaikan nilai CoP karena putaran yang dihasilkan oleh Turbin Savonius akan semakin meningkat seiring dengan naiknya kecepatan serta torsi yang dihasilkan akan semakin besar

karena selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dengan sudu *Returning* yang semakin besar.

4.2.2 Analisa *Coefficient Of Moment (Cm)* terhadap fungsi *Tip Speed Ratio (λ)* pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Grafik yang akan dianalisa selanjutnya adalah nilai *Coefficient of Moment* terhadap nilai dari *Tip Speed Ratio*. Nilai *Coefficient of moment* didapatkan melalui perbandingan antara torsi dinamis output Turbin Savonius yang diteliti yang didapatkan menggunakan sistem *Brake Dynamometer* melalui pengurangan antara massa yang terbaca pada neraca dengan massa pemberat aktualnya yang dikalikan dengan jari-jari dari poros turbin terhadap torsi teoritis yang dihasilkan oleh Turbin. Nilai *Tip Speed Ratio* didapatkan melalui perbandingan kecepatan tangensial turbin terhadap kecepatan angin yang diukur menggunakan Tachometer. Variasi nilai *Tip Speed Ratio* dilakukan dengan cara mengubah berat beban pada sistem *Brake Dynamometer*.



Gambar 4.2 Grafik *Coefficient of Moment* pada Konfigurasi Konvensional

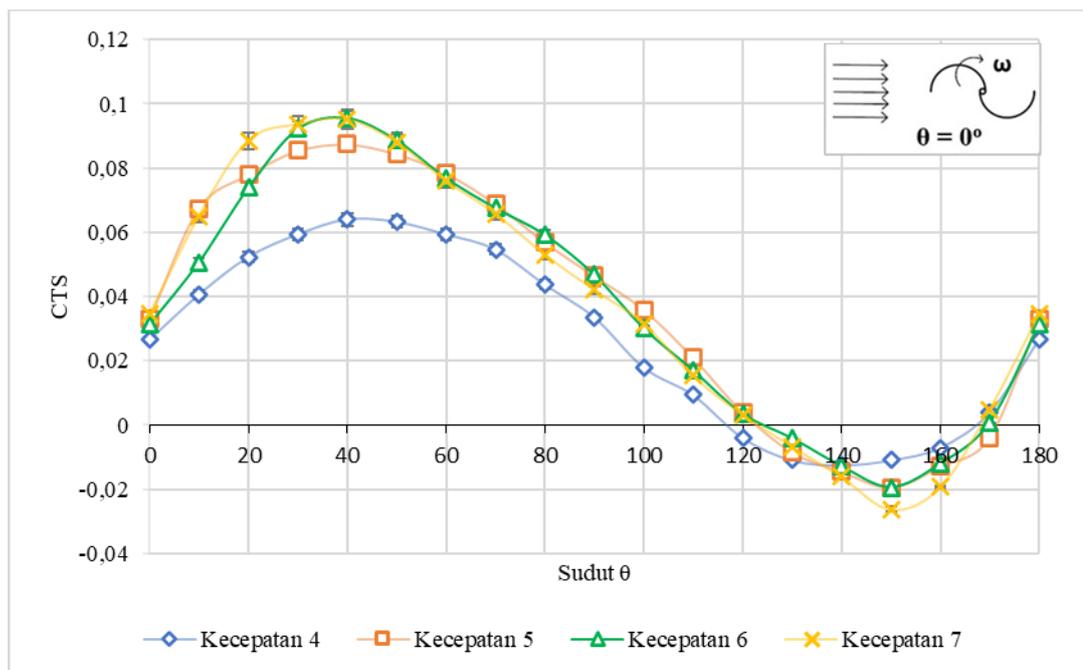
Pada gambar 4.2 dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* mengalami penurunan seiring dengan kenaikan *Tip Speed Ratio*. Pada kecepatan 4 m/s, nilai *Cm* maksimum yaitu sebesar 0,128. Pada kecepatan 5 m/s, nilai *Cm* maksimum yaitu sebesar 0,134. Pada kecepatan 6 m/s, nilai *Cm* maksimum yaitu sebesar 0,152. Pada kecepatan 7 m/s, nilai *Cm* maksimum yaitu sebesar 0,174. Penurunan nilai *Cm* seiring dengan kenaikan *Tip Speed Ratio* disebabkan karena pembebanan yang kecil menyebabkan nilai *Tip Speed Ratio* yang tinggi namun nilai torsi dinamis yang kecil karena pembebanan yang kecil. Ketika beban pemberat terus ditambahkan maka nilai *Tip Speed Ratio* akan menurun karena turbin harus berputar melawan beban pemberat tersebut namun nilai torsi dinamis akan meningkat karena beban pemberat yang ditambah sehingga nilai *Cm* juga meningkat.

Berdasarkan gambar 4.2 bahwa peningkatan kecepatan akan menyebabkan kenaikan pada nilai *Cm* yaitu dapat dibuktikan pada grafik ketika kecepatan ditambahkan maka

puncak nilai C_m juga naik dan nilai C_m puncak yaitu sebesar 0,174 pada kecepatan 7 m/s. Nilai kecepatan mempengaruhi C_m melalui gaya *drag* yang dialami oleh sudu turbin. Semakin naik nilai kecepatan maka momentum aliran fluida bertambah sehingga gaya *drag* yang dihasilkan juga semakin besar yang menyebabkan selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* semakin besar dan nilai torsi yang dihasilkan juga semakin meningkat. Kenaikan nilai torsi memberikan hasil peningkatan juga pada nilai C_m .

4.2.3 Analisa *Static Torque Coefficient* (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Turbin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Salah satu data yang diambil dalam penelitian adalah CTS dimana CTS merupakan perbandingan antara torsi statis yang dihasilkan oleh Turbin Savonius terhadap torsi teoritis. Nilai torsi statis merupakan besaran torsi ketika turbin dalam keadaan diam yang dihasilkan oleh Turbin Savonius untuk setiap sudutnya. Data CTS digunakan untuk menganalisa kemampuan *self-starting* dari Turbin Savonius. Nilai Torsi statis diambil menggunakan alat ukur Torquemeter pada setiap sudut dari 0 – 180 derajat. Gambar 4.3 merupakan grafik hasil penelitian CTS pada konfigurasi Turbin Savonius konvensional untuk kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s.



Gambar 4.3 Grafik *Static Torque Coefficient* pada Konfigurasi Konvensional

Dapat dilihat pada gambar 4.3, grafik yang dihasilkan berbentuk sinusoidal dimana pada semua kecepatan, nilai maksimum dari CTS terdapat pada sudut 40 derajat dan nilai torsi minimum pada sudut 150 derajat. Untuk puncak CTS nilainya berbanding lurus terhadap kecepatan yang diberikan. Semakin tinggi kecepatan yang diberikan maka nilai maksimum CTS juga semakin tinggi, sama halnya pada nilai CTS minimum yaitu semakin besar kecepatan yang diberikan, maka nilai minimum CTS yang dihasilkan juga semakin besar. Nilai CTS tertinggi yaitu sebesar 0,095 pada kecepatan 7 m/s dengan sudut 40 derajat dan nilai CTS terendah yaitu sebesar -0,026 pada kecepatan 7 m/s dengan sudut 150 derajat. Pada kecepatan 4 m/s, nilai torsi statis bernilai negative pada sudut 120 – 160 derajat dimana

diluar sudut tersebut nilai CTS bernilai positif. CTS maksimum yang dihasilkan yaitu sebesar 0,064 dan CTS minimum sebesar -0,0124. Pada kecepatan 5 m/s, nilai CTS bernilai negatif pada sudut 130 – 160 derajat dimana diluar sudut tersebut nilai CTS bernilai positif. Nilai CTS maksimum yang dihasilkan yaitu sebesar 0,087 dan CTS minimum sebesar -0,019. Pada kecepatan 6 m/s, nilai CTS bernilai negatif pada sudut 130 – 160 derajat dimana diluar sudut tersebut nilai CTS bernilai positif. CTS maksimum yang dihasilkan yaitu sebesar 0,095 dan CTS minimum sebesar -0,0194. Pada kecepatan 7 m/s, nilai CTS bernilai negatif pada sudut 130 – 160 derajat dimana diluar sudut tersebut nilai CTS bernilai positif. CTS maksimum yang dihasilkan yaitu sebesar 0,095 dan CTS minimum sebesar -0,026.

Peningkatan kecepatan akan menyebabkan kenaikan grafik dari nilai CTS yang dialami oleh Turbin Savonius. Kenaikan kecepatan menyebabkan selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan Sudu *Returning* semakin besar sehingga menyebabkan torsi yang dihasilkan oleh Turbin Savonius juga semakin besar. Dari hasil penelitian, torsi tertinggi yang dihasilkan adalah pada sudut 40 derajat. Hal ini dikarenakan posisi sudu *Advancing* pada sudut 40 derajat memiliki jarak yang lebih dekat dibandingkan pada sudu *Returning* terhadap arah menabraknya aliran fluida sehingga gaya *drag* dari sudu *Advancing* memiliki nilai yang maksimal yang menyebabkan selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* semakin besar. Puncak torsi terendah yaitu pada sudut 150 derajat karena pada sudut tersebut, sisi sudu *Returning* memiliki jarak yang lebih dekat daripada sudu *Advancing* terhadap arah aliran fluida yang menabrak Turbin Savonius sehingga nilai torsi yang dihasilkan memiliki nilai negatif karena gaya *drag* yang dimiliki oleh sudu *Returning* lebih besar daripada sudu *Advancing*. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar kecepatan yang diberikan pada Turbin Savonius maka kemampuan *Self-starting* dari Turbin Savonius konfigurasi konvensional semakin menurun karena area negatif antara sumbu horizontal terhadap *trendline* grafik CTS untuk sudut 130 – 160 derajat semakin besar sehingga hal ini mengurangi kemampuan *Self-starting* dari Turbin Savonius.

4.3 Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu terhadap Turbin Angin Savonius Konvensional

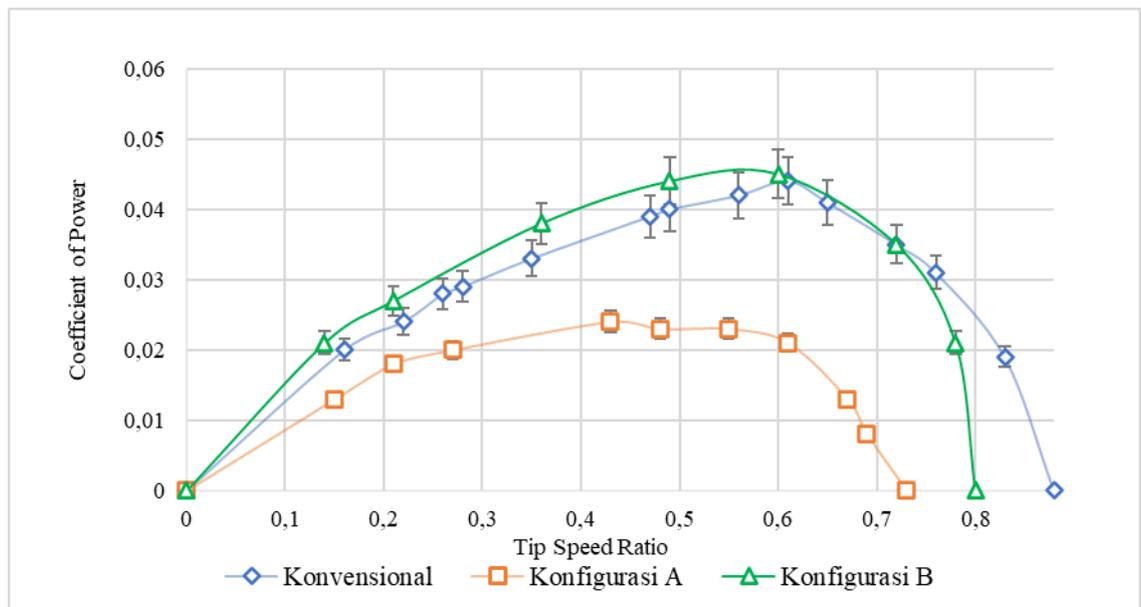
Pada bagian ini dijelaskan mengenai perbedaan performa dari Turbin Savonius ketika ditambahkan silinder pengganggu dengan 2 konfigurasi yaitu penambahan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* pada konfigurasi A dan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* dan di depan sudu *Returning* pada konfigurasi B terhadap performa Turbin Savonius ketika tidak ditambahkan silinder pengganggu. Silinder pengganggu yang digunakan memiliki ukuran $d/D = 0,5$ yang diletakkan pada $Y/D = 1,27$ untuk konfigurasi A dan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ untuk konfigurasi B. Analisa yang dilakukan yaitu berupa data *Coefficient of Power* terhadap nilai *Tip Speed Ratio*, *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* dan torsi statis terhadap sudut yang dibentuk sudu turbin dengan arah kedatangan angin.

4.3.1 Coefficient of Power (CoP) terhadap fungsi Tip Speed Ratio (λ)

Analisa pertama yang dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius konvensional terhadap Turbin Savonius konfigurasi A dan konfigurasi B adalah nilai *Coefficient of Power* terhadap nilai *Tip Speed Ratio*. Analisa berikut dibagi lagi untuk setiap variasi kecepatan yaitu kecepatan udara 4, 5, 6 dan 7 m/s. Hasil Analisa dapat ditampilkan sebagai berikut :

4.3.1.1 Analisa nilai *Coefficient of Power (CoP)* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 4 m/s.

Analisa ini dilakukan untuk membandingkan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 4 m/s dimana yang dibandingkan adalah Turbin Savonius konvensional terhadap konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut merupakan grafik dari penelitian yang dilakukan



Gambar 4.4 Grafik *Coefficient of Power* pada Kecepatan 4 m/s

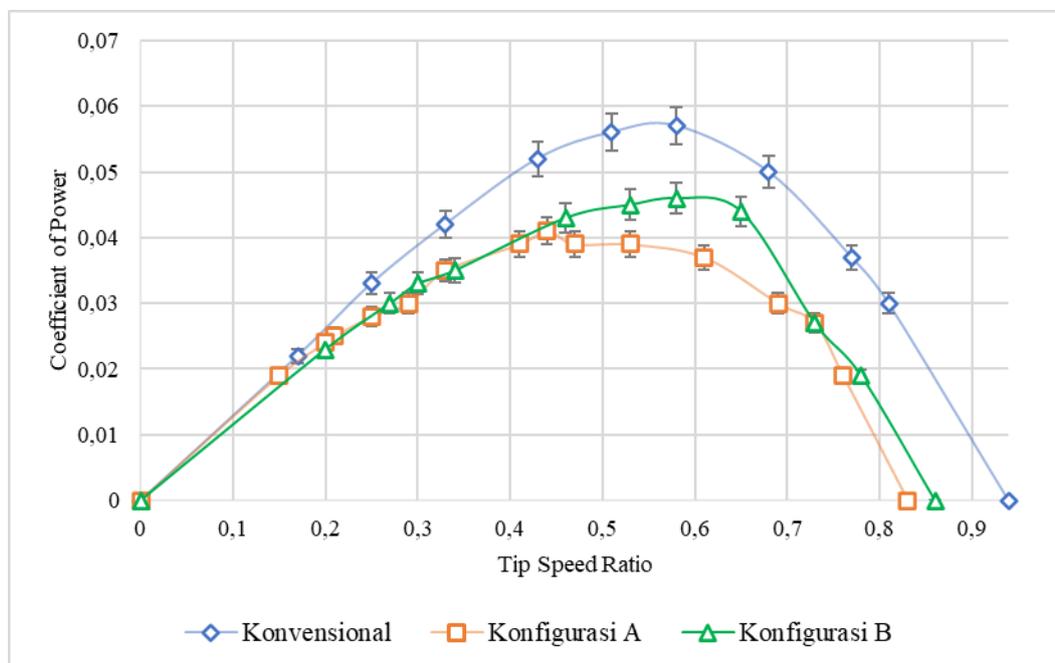
Gambar 4.4 menunjukkan hubungan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada Turbin Savonius pada kecepatan 4 m/s. Pada grafik diatas, semua konfigurasi memberikan bentuk grafik berupa parabolik dimana terdapat titik puncak yaitu pada *Tip Speed Ratio* optimum. Nilai CoP naik seiring dengan naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai *Tip Speed Ratio* optimum dimana selanjutnya nilai CoP turun. Hal ini berlaku untuk semua konfigurasi dari konvensional, konfigurasi A dan konfigurasi B. Titik *Tip Speed Ratio* optimum dari konfigurasi konvensional tanpa silinder pengganggu yaitu pada nilai 0,61 dengan CoP sebesar 0,044, pada konfigurasi A titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,43 dengan CoP sebesar 0,024 dan pada konfigurasi B titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,6 dengan CoP sebesar 0,045. Pemberian silinder pengganggu pada konfigurasi A memberikan hasil performa yang lebih buruk dibuktikan pada grafik dimana pada konfigurasi A kubah parabolik dibawah kubah parabolik pada Turbin Savonius konvensional. Untuk konfigurasi B, terdapat beberapa peningkatan performa antara nilai *Tip Speed Ratio* 0 – 0,61 dimana selanjutnya terdapat penurunan nilai CoP serta nilai *Tip Speed Ratio* yang cenderung lebih rendah dibuktikan pada grafik diatas. Nilai *Tip Speed Ratio* untuk kedua konfigurasi A dan konfigurasi B juga lebih rendah dibandingkan dengan Turbin Savonius konvensional.

Berdasarkan pengukuran yang dilakukan dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 4 m/s, *trendline* grafik CoP lebih rendah untuk semua nilai *Tip*

Speed Ratio dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu terhadap sudu *Advancing* yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil. Pada konfigurasi B, *trendline* CoP naik pada beberapa nilai *Tip Speed Ratio*. Hal ini dikarenakan pada kecepatan rendah, *Shear Layer* yang dihasilkan pada silinder pengganggu jatuh pada titik optimal sebelum separasi pada sudu turbin *Returning* sehingga mempercepat aliran laminar menjadi turbulen serta karena kecepatan yang rendah menyebabkan daerah *Wake* di belakang silinder pengganggu semakin besar karena titik separasi pada silinder pengganggu terjadi lebih awal yang menyebabkan gaya *drag* yang dihasilkan pada sudu *Returning* turun sehingga selisih gaya *drag* menurun. Pada konfigurasi A, terjadi penurunan sebesar -45% dan pada konfigurasi B terjadi kenaikan performa sebesar 2,27% jika ditinjau pada nilai CoP maksimum terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.1.2 Analisa nilai *Coefficient of Power* (CoP) terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 5 m/s.

Analisa ini dilakukan untuk membandingkan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 5 m/s dimana yang dibandingkan adalah Turbin Savonius konvensional terhadap konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut merupakan grafik dari penelitian yang telah dilakukan.



Gambar 4.5 Grafik *Coefficient of Power* pada Kecepatan 5 m/s

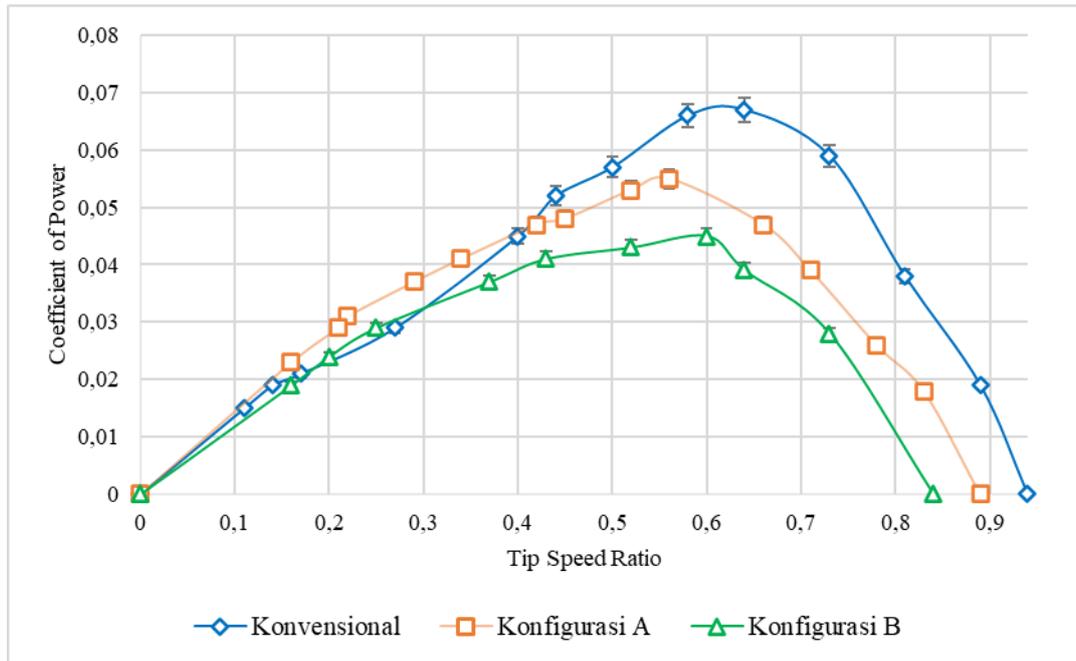
Gambar 4.5 menunjukkan hubungan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada Turbin Savonius pada kecepatan 5 m/s. Pada grafik diatas, semua konfigurasi memberikan bentuk grafik berupa parabolik dimana terdapat titik puncak yaitu pada

Tip Speed Ratio optimum. Nilai CoP naik seiring dengan naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai *Tip Speed Ratio* optimum dimana selanjutnya nilai CoP turun. Hal ini berlaku untuk semua konfigurasi dari konvensional, konfigurasi A dan konfigurasi B. Titik *Tip Speed Ratio* optimum dari konfigurasi konvensional tanpa silinder pengganggu yaitu pada nilai 0,58 dengan CoP sebesar 0,057, pada konfigurasi A titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,44 dengan CoP sebesar 0,041 dan pada konfigurasi B titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,58 dengan CoP sebesar 0,046. Pemberian silinder pengganggu pada konfigurasi A memberikan hasil performa yang lebih buruk dibuktikan pada grafik dimana kubah parabolik pada konfigurasi A dibawah kubah parabolik pada Turbin Savonius konvensional. Untuk konfigurasi B, juga memberikan hasil performa yang lebih buruk terhadap Turbin Savonius konvensional namun masih memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi A dibuktikan pada kubah grafik diatas. Nilai *Tip Speed Ratio* untuk kedua konfigurasi A dan konfigurasi B juga lebih rendah dibandingkan dengan Turbin Savonius konvensional.

Berdasarkan pengukuran yang dilakukan dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 5 m/s, *trendline* grafik CoP lebih rendah untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu terhadap sudu *Advancing* yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil. Pada konfigurasi B, *trendline* CoP lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* lebih tinggi dibandingkan pada kecepatan 4 m/s. Pada konfigurasi A, terjadi penurunan sebesar -28% dan pada konfigurasi B terjadi penurunan performa sebesar -19,2% jika ditinjau pada nilai CoP maksimum terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.1.3 Analisa nilai Coefficient of Power (CoP) terhadap nilai Tip Speed Ratio pada kecepatan 6 m/s.

Analisa ini dilakukan untuk membandingkan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 6 m/s dimana yang dibandingkan adalah Turbin Savonius konvensional terhadap konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut merupakan grafik dari penelitian yang telah dilakukan.



Gambar 4.6 Grafik *Coefficient of Power* pada Kecepatan 6 m/s

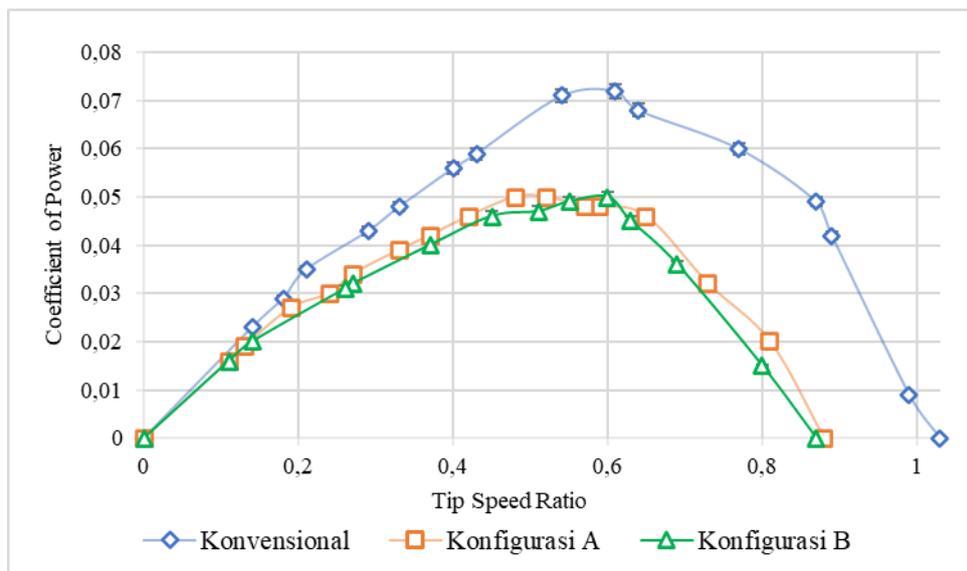
Gambar 4.6 menunjukkan hubungan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada Turbin Savonius pada kecepatan 6 m/s. Pada grafik diatas, semua konfigurasi memberikan bentuk grafik berupa parabolik dimana terdapat titik puncak yaitu pada *Tip Speed Ratio* optimum. Nilai CoP naik seiring dengan naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai *Tip Speed Ratio* optimum dimana selanjutnya nilai CoP turun. Hal ini berlaku untuk semua konfigurasi dari konvensional, konfigurasi A dan konfigurasi B. Titik *Tip Speed Ratio* optimum dari konfigurasi konvensional tanpa silinder pengganggu yaitu pada nilai 0,64 dengan CoP sebesar 0,067, pada konfigurasi A titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,56 dengan CoP sebesar 0,055 dan pada konfigurasi B titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,6 dengan CoP sebesar 0,045. Pemberian silinder pengganggu pada konfigurasi A memberikan peningkatan performa pada nilai *Tip Speed Ratio* 0 – 0,4 namun terjadi penurunan performa seiring naiknya *Tip Speed Ratio* terhadap Turbin Savonius konvensional. Untuk konfigurasi B memberikan hasil performa yang lebih buruk terhadap Turbin Savonius konvensional dan juga lebih turun dibandingkan dengan konfigurasi A yang dapat dilihat dari bentuk kubah yang dihasilkan pada grafik diatas. Nilai *Tip Speed Ratio* untuk kedua konfigurasi A dan konfigurasi B juga lebih rendah dibandingkan dengan Turbin Savonius konvensional.

Berdasarkan pengukuran yang dilakukan dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 6 m/s, *trendline* grafik CoP lebih rendah untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu terhadap sudu *Advancing* yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu

menjadi lebih kecil. Pada konfigurasi B, *trendline* CoP lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi konvensional maupun konfigurasi A. Hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* menurun daripada pada kecepatan sebelumnya. Pada konfigurasi A, terjadi penurunan sebesar -17,9% dan pada konfigurasi B terjadi penurunan performa sebesar -32,8% jika ditinjau pada nilai CoP maksimum terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.1.4 Analisa nilai *Coefficient of Power* (CoP) terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 7 m/s.

Analisa ini dilakukan untuk membandingkan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 7 m/s dimana yang dibandingkan adalah Turbin Savonius konvensional terhadap konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut merupakan grafik dari penelitian yang telah dilakukan.



Gambar 4.7 Grafik *Coefficient of Power* pada Kecepatan 7 m/s

Gambar 4.7 menunjukkan hubungan nilai CoP terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada Turbin Savonius pada kecepatan 7 m/s. Pada grafik diatas, semua konfigurasi memberikan bentuk grafik berupa parabolik dimana terdapat titik puncak yaitu pada *Tip Speed Ratio* optimum. Nilai CoP naik seiring dengan naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai *Tip Speed Ratio* optimum dimana selanjutnya nilai CoP turun. Hal ini berlaku untuk semua konfigurasi dari konvensional, konfigurasi A dan konfigurasi B. Titik *Tip Speed Ratio* optimum dari konfigurasi konvensional tanpa silinder pengganggu yaitu pada nilai 0,61 dengan CoP sebesar 0,072, pada konfigurasi A titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,52 dengan CoP sebesar 0,05 dan pada konfigurasi B titik *Tip Speed Ratio* optimum tepat pada nilai 0,6 dengan CoP sebesar 0,05. Pemberian silinder pengganggu pada konfigurasi A memberikan hasil performa yang lebih buruk dibuktikan pada grafik dimana pada konfigurasi A kubah parabolik

dibawah kubah parabolik pada Turbin Savonius konvensional. Untuk konfigurasi B, juga memberikan hasil performa yang lebih buruk terhadap Turbin Savonius konvensional dan juga kubah grafik pada konfigurasi B juga cenderung lebih rendah dibandingkan dengan kubah grafik pada konfigurasi A dibuktikan pada grafik diatas. Nilai *Tip Speed Ratio* untuk kedua konfigurasi A dan konfigurasi B juga lebih rendah dibandingkan dengan Turbin Savonius konvensional.

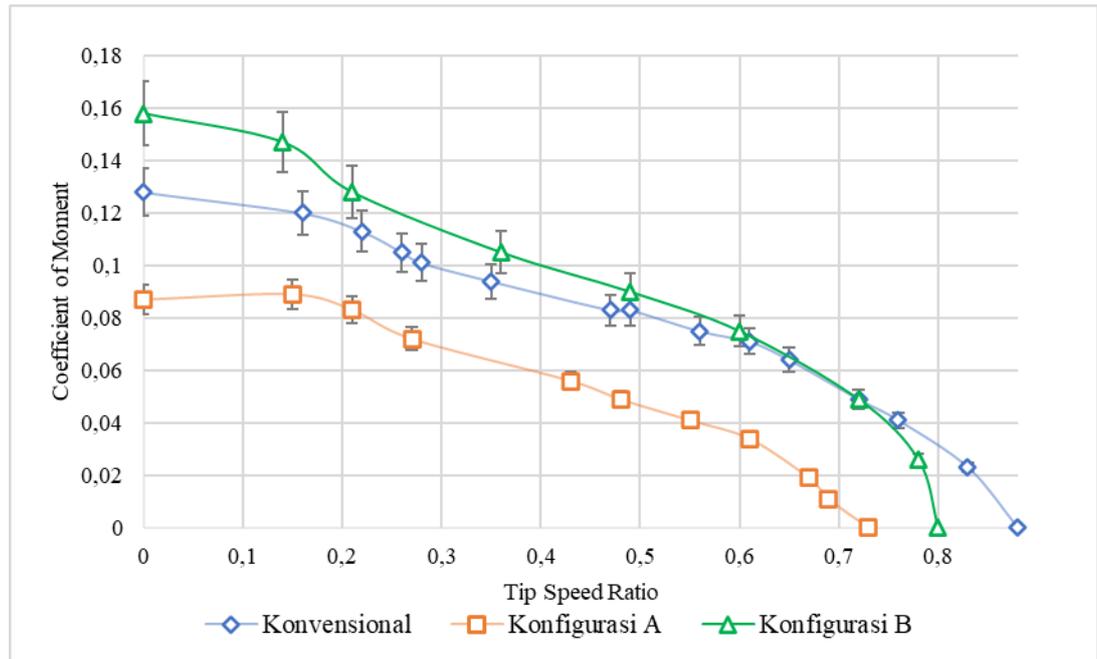
Berdasarkan pengukuran yang dilakukan dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 7 m/s, *trendline* grafik CoP lebih rendah untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu terhadap sudu *Advancing* yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil. Pada konfigurasi B, *trendline* CoP lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi konvensional namun memiliki *trendline* yang hampir sama dengan konfigurasi A. Hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* menurun daripada pada kecepatan sebelumnya. Selain itu kecepatan yang mulai tinggi menyebabkan mulai terjadinya *Losses* sehingga menurunkan performa dari Turbin Savonius. Pada konfigurasi A, terjadi penurunan sebesar -30,5% dan pada konfigurasi B terjadi penurunan performa sebesar -30,5% jika ditinjau pada nilai CoP maksimum terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.2 Coefficient of Moment (Cm) terhadap fungsi Tip Speed Ratio (λ)

Analisa selanjutnya yang dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius konvensional terhadap Turbin Savonius konfigurasi A dan konfigurasi B adalah nilai *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* untuk membandingkan torsi yang dihasilkan oleh Turbin Savonius dengan menggunakan sistem *Brake Dynamometer*. *Coefficient of Moment* didapatkan dari perbandingan torsi actual yang dimiliki oleh Turbin Savonius konvensional terhadap torsi teoritisnya. Analisa berikut dibagi lagi untuk setiap variasi kecepatan yaitu kecepatan udara 4, 5, 6 dan 7 m/s. Hasil Analisa dapat ditampilkan sebagai berikut :

4.3.2.1 Analisa nilai Coefficient of Moment (Cm) terhadap nilai Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan 4 m/s

Analisa berikut dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius melalui torsi yang dihasilkan yaitu *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio*. Perbandingan yang dilakukan adalah *Coefficient of Moment* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi dengan penambahan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut grafik hasil penelitian yang dilakukan.



Gambar 4.8 Grafik *Coefficient of Moment* pada Kecepatan 4 m/s

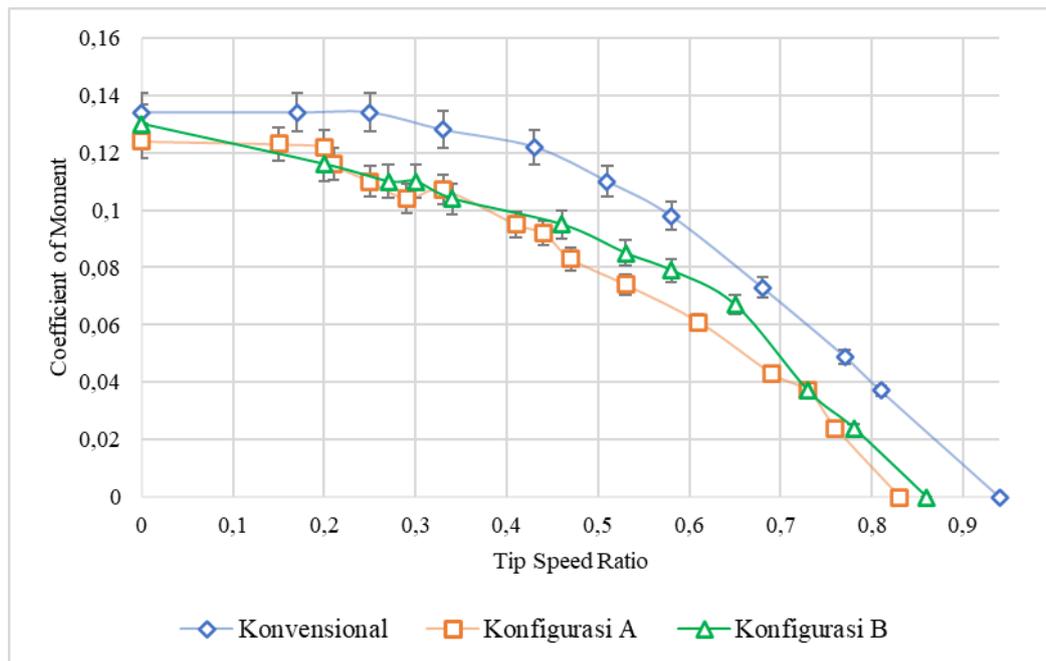
Berdasarkan gambar 4.8 menunjukkan hubungan antara nilai C_m terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 4 m/s. Pada grafik diatas, untuk semua konfigurasi memberikan bentuk yang sama yaitu nilai puncak C_m berada pada nilai *Tip Speed Ratio* 0 dan terus menurun seiring naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai C_m bernilai 0. Hal ini dikarenakan pembebanan yang diberikan pada sistem *Brake Dynamometer*, ketika tidak diberikan pembebanan maka nilai *Tip Speed Ratio* mencapai puncaknya namun tidak dihasilkan torsi dinamis karena tidak ada beban yang ditambahkan. Seiring ditambah beban pemberat maka nilai *Tip Speed Ratio* terus berkurang karena turbin harus berputar melawan beban yang diberikan namun torsi dinamis semakin membesar. Konfigurasi A memberikan hasil yang lebih buruk jika ditinjau dari grafik C_m dapat dilihat bahwa *trendline* dari konfigurasi A dibawah *trendline* dari Turbin Savonius konvensional. Konfigurasi B memberikan kenaikan performa jika ditinjau dari grafik C_m , dapat dilihat bahwa *trendline* C_m dari nilai *Tip Speed Ratio* 0 hingga 0,72 naik namun setelah itu nilai C_m turun. Nilai C_m maksimum untuk konfigurasi konvensional yaitu sebesar 0,128, untuk konfigurasi A nilai C_m maksimum sebesar 0,087 dan untuk konfigurasi B nilai C_m maksimum sebesar 0,158.

Pada gambar 4.8 dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 4 m/s, *trendline* dari C_m terjadi penurunan performa untuk setiap nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu dan sudu *Advancing* yang terlalu dekat sehingga efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin kecil karena selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* menurun. Pada konfigurasi B, *trendline* mengalami

kenaikan dibandingkan dengan konfigurasi B. Hal ini dikarenakan pada kecepatan 4 m/s, *Shear Layer* yang dihasilkan pada silinder pengganggu jatuh pada titik optimal sebelum separasi pada sudu turbin *Returning* sehingga mempercepat aliran laminar menjadi turbulen serta karena kecepatan yang rendah menyebabkan daerah *Wake* di belakang silinder pengganggu semakin besar karena titik separasi pada silinder pengganggu terjadi lebih awal yang menyebabkan gaya *drag* yang dihasilkan pada sudu *Returning* turun sehingga selisih gaya *drag* menurun dan torsi naik akibat selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* yang semakin besar. Untuk konfigurasi A, terjadi penurunan pada nilai puncak C_m sebesar -30,4% dan konfigurasi B mengalami peningkatan sebesar 23,4% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.2.2 Analisa nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap nilai *Tip Speed Ratio* (λ) pada Kecepatan 5 m/s

Analisa berikut dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius melalui torsi yang dihasilkan yaitu *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 5 m/s. Perbandingan yang dilakukan adalah *Coefficient of Moment* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi dengan penambahan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut grafik hasil penelitian yang dilakukan.



Gambar 4.9 Grafik *Coefficient of Moment* pada Kecepatan 5 m/s

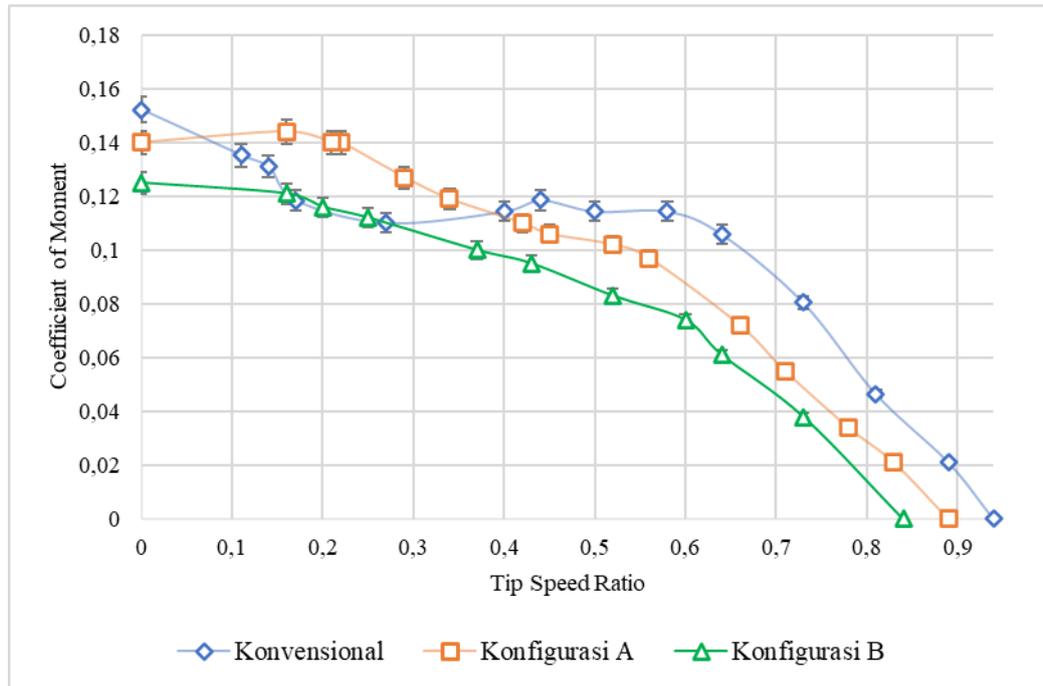
Berdasarkan gambar 4.9 menunjukkan hubungan antara nilai C_m terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 5 m/s. Pada grafik diatas, untuk semua konfigurasi memberikan bentuk yang sama yaitu nilai puncak C_m berada pada nilai *Tip Speed Ratio* 0 dan terus menurun seiring naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai C_m bernilai 0. Hal ini dikarenakan pembebanan yang diberikan pada sistem *Brake Dynamometer*, ketika tidak diberikan pembebanan maka nilai *Tip Speed Ratio* mencapai puncaknya namun tidak dihasilkan torsi dinamis karena tidak ada beban yang

ditambahkan. Seiring ditambah beban pemberat maka nilai *Tip Speed Ratio* terus berkurang karena turbin harus berputar melawan beban yang diberikan namun torsi dinamis semakin membesar. Konfigurasi A memberikan hasil yang lebih buruk jika ditinjau dari grafik C_m dapat dilihat bahwa *trendline* dari konfigurasi A dibawah *trendline* dari Turbin Savonius konvensional. Konfigurasi B juga memberikan performa yang lebih buruk jika ditinjau dari grafik C_m , namun masih lebih baik jika dibandingkan dengan konfigurasi A untuk beberapa nilai *Tip Speed Ratio*. Nilai C_m maksimum untuk konfigurasi konvensional yaitu sebesar 0,134, untuk konfigurasi A nilai C_m maksimum sebesar 0,128 dan untuk konfigurasi B nilai C_m maksimum sebesar 0,13.

Pada gambar 4.9 dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 5 m/s, *trendline* dari C_m terjadi penurunan performa untuk setiap nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu dan sudu *Advancing* yang terlalu dekat sehingga efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin kecil karena selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* menurun. Pada konfigurasi B, *trendline* C_m turun dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* lebih tinggi dan menghasilkan torsi yang lebih kecil karena selisih gaya *drag* sudu *Returning* dan sudu *Advancing* yang lebih kecil dibandingkan pada kecepatan 4 m/s. Untuk konfigurasi A, terjadi penurunan pada nilai puncak C_m sebesar -7,4% dan konfigurasi B mengalami penurunan sebesar -2,9% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.2.3 Analisa nilai *Coefficient of Moment (C_m)* terhadap nilai *Tip Speed Ratio (λ)* pada Kecepatan 6 m/s

Analisa berikut dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius melalui torsi yang dihasilkan yaitu *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 6 m/s. Perbandingan yang dilakukan adalah *Coefficient of Moment* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi dengan penambahan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut grafik hasil penelitian yang dilakukan.



Gambar 4.10 Grafik *Coefficient of Moment* pada Kecepatan 6 m/s

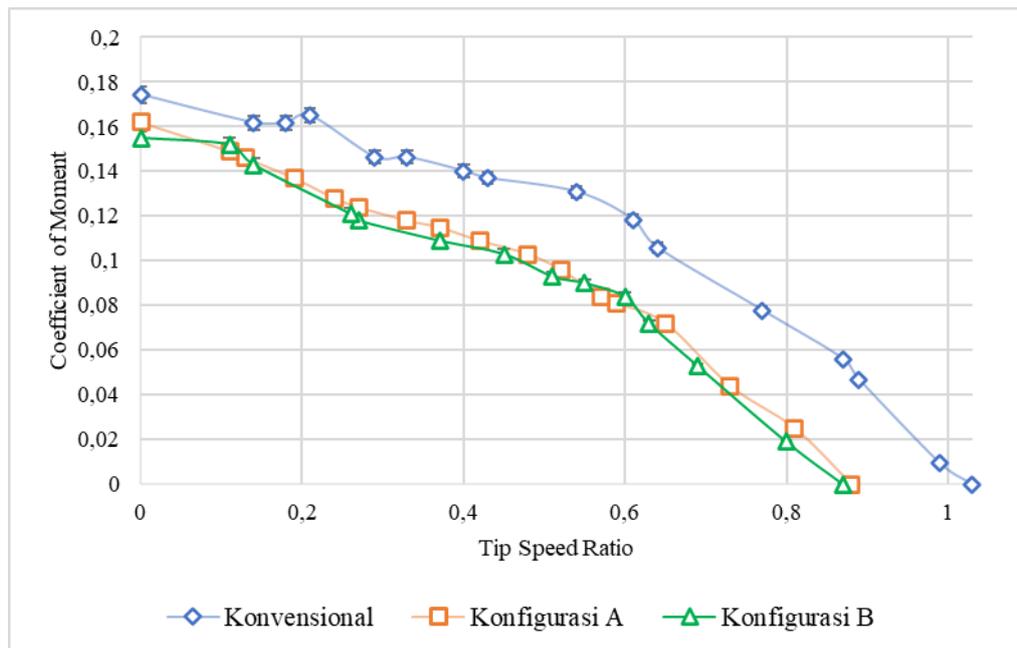
Berdasarkan gambar 4.10 menunjukkan hubungan antara nilai C_m terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 6 m/s. Pada grafik diatas, untuk semua konfigurasi memberikan bentuk yang sama yaitu nilai puncak C_m berada pada nilai *Tip Speed Ratio* 0 dan terus menurun sering naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai C_m bernilai 0. Hal ini dikarenakan pembebanan yang diberikan pada sistem *Brake Dynamometer*, ketika tidak diberikan pembebanan maka nilai *Tip Speed Ratio* mencapai puncaknya namun tidak dihasilkan torsi dinamis karena tidak ada beban yang ditambahkan. Seiring ditambah beban pemberat maka nilai *Tip Speed Ratio* terus berkurang karena turbin harus berputar melawan beban yang diberikan namun torsi dinamis semakin membesar. Pada konfigurasi A, untuk beberapa nilai *Tip Speed Ratio* tepatnya antara 0,1 – 0,4 memiliki kenaikan nilai C_m namun kenaikan nilai *Tip Speed Ratio* seterusnya memberikan performa yang lebih buruk jika dilihat dari *Trendline* grafik diatas. Konfigurasi B memberikan performa yang lebih buruk jika ditinjau dari grafik C_m untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* jika dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan konfigurasi A.. Nilai C_m maksimum untuk konfigurasi konvensional yaitu sebesar 0,152, untuk konfigurasi A nilai C_m maksimum sebesar 0,144 dan untuk konfigurasi B nilai C_m maksimum sebesar 0,125.

Pada gambar 4.10 dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 6 m/s, *trendline* dari C_m terjadi penurunan performa untuk beberapa nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu dan sudu *Advancing* yang terlalu dekat sehingga efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin kecil karena selisih gaya *drag*

antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* menurun. Pada konfigurasi B, *trendline* C_m turun dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu semakin tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* lebih tinggi dan menghasilkan torsi yang lebih kecil karena selisih gaya *drag* sudu *Returning* dan sudu *Advancing* yang lebih kecil dibandingkan pada kecepatan sebelumnya. Untuk konfigurasi A, terjadi penurunan pada nilai puncak C_m sebesar -5,6% dan konfigurasi B mengalami penurunan sebesar -17,9% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.2.4 Analisa nilai *Coefficient of Moment* (C_m) terhadap nilai *Tip Speed Ratio* (λ) pada Kecepatan 7 m/s

Analisa berikut dilakukan untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius melalui torsi yang dihasilkan yaitu *Coefficient of Moment* terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 7 m/s. Perbandingan yang dilakukan adalah *Coefficient of Moment* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi dengan penambahan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$. Berikut grafik hasil penelitian yang dilakukan



Gambar 4.11 Grafik *Coefficient of Moment* pada Kecepatan 7 m/s

Berdasarkan gambar 4.11 menunjukkan hubungan antara nilai C_m terhadap nilai *Tip Speed Ratio* pada kecepatan 7 m/s. Pada grafik diatas, untuk semua konfigurasi memberikan bentuk yang sama yaitu nilai puncak C_m berada pada nilai *Tip Speed Ratio* 0 dan terus menurun sering naiknya nilai *Tip Speed Ratio* hingga nilai C_m bernilai 0. Hal ini dikarenakan pembebanan yang diberikan pada sistem *Brake Dynamometer*, ketika tidak diberikan pembebanan maka nilai *Tip Speed Ratio* mencapai puncaknya namun tidak dihasilkan torsi dinamis karena tidak ada beban yang

ditambahkan. Seiring ditambah beban pemberat maka nilai *Tip Speed Ratio* terus berkurang karena turbin harus berputar melawan beban yang diberikan namun torsi dinamis semakin membesar. Pada konfigurasi A, nilai *Coefficient of Moment* turun untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* jika dilihat dari *Trendline* grafik diatas. Konfigurasi B juga memberikan performa yang lebih buruk jika ditinjau dari grafik C_m untuk semua nilai *Tip Speed Ratio* jika dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan *trendline* dari konfigurasi B hampir sama ketika dibandingkan dengan konfigurasi A. Nilai C_m maksimum untuk konfigurasi konvensional yaitu sebesar 0,174, untuk konfigurasi A nilai C_m maksimum sebesar 0,162 dan untuk konfigurasi B nilai C_m maksimum sebesar 0,155.

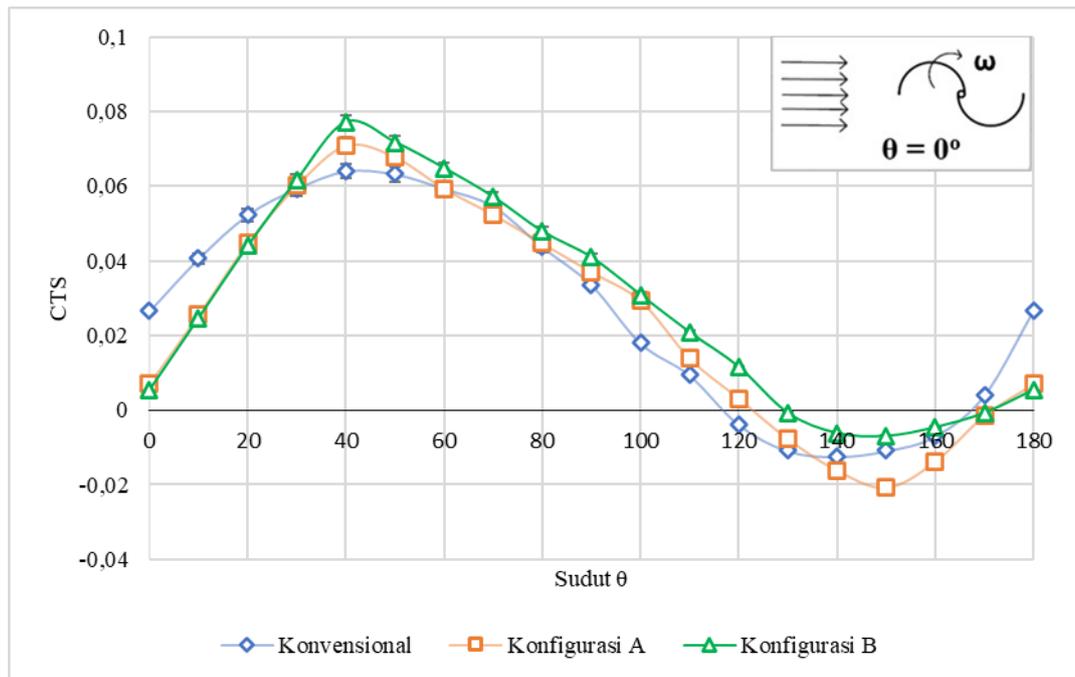
Pada gambar 4.11 dapat dilihat bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 7 m/s, *trendline* dari C_m terjadi penurunan performa untuk beberapa nilai *Tip Speed Ratio* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Hal ini dikarenakan jarak antara silinder pengganggu dan sudu *Advancing* yang terlalu dekat sehingga efek *nozzle* kurang optimal karena ketika jarak silinder terlalu dekat maka besarnya momentum dari fluida yang masuk pada celah *nozzle* menyebabkan kenaikan *Base Pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* karena selisih tekanan antara depan dan belakang sudu menjadi lebih kecil sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin kecil karena selisih gaya *drag* antara sudu *Advancing* dan sudu *Returning* menurun. Pada konfigurasi B, *trendline* grafik C_m turun dibandingkan dengan konfigurasi konvensional namun memiliki *trendline* yang hampir sama dengan konfigurasi A. Berdasarkan sumber yang ditulis oleh **D.Sumner etc (1999)**, hal ini dikarenakan kecepatan yang naik menyebabkan jatuhnya *Shear Layer* dari silinder pengganggu tidak pada titik optimal pada sudu turbin serta karena kecepatan yang naik, serta daerah *wake* di belakang silinder pengganggu lebih kecil karena titik separasi pada silinder pengganggu semakin tertunda akibat kecepatan yang naik tersebut sehingga *pressure drag* lebih tinggi dan menghasilkan torsi yang lebih kecil karena selisih gaya *drag* sudu *Returning* dan sudu *Advancing* yang lebih kecil dibandingkan pada kecepatan sebelumnya. Selain itu kecepatan yang mulai tinggi menyebabkan mulai terjadinya *Losses* sehingga menurunkan performa dari Turbin Savonius. Untuk konfigurasi A, terjadi penurunan pada nilai puncak C_m sebesar -7% dan konfigurasi B mengalami penurunan sebesar -11,03% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.3 Static Torque Coefficient (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ)

Analisa selanjutnya untuk membandingkan performa dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi ketika ditambahkan silinder pengganggu adalah ditinjau dari torsi statis yang dihasilkan oleh turbin. Torsi statis diukur menggunakan alat ukur Torquemeter dimana alat digunakan untuk membaca torsi yang dihasilkan oleh turbin dalam keadaan diam untuk setiap sudut 0 – 180 derajat dari turbin. Analisa ini digunakan untuk mengetahui kemampuan *self-starting* dari Turbin Savonius untuk setiap variasi kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s. Berikut merupakan hasil Analisa yang dilakukan tiap kecepatannya.

4.3.3.1 Analisa nilai *Static Torque Coefficient* (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 4 m/s

Analisa berikut untuk membandingkan performa *self-starting* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi yang ditambahkan dengan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$ dengan cara membandingkan nilai CTS yang dihasilkan oleh turbin pada kecepatan 4 m/s. Berikut grafik hasil penelitian.



Gambar 4.12 Grafik *Static Torque Coefficient* pada Kecepatan 4 m/s

Pada gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara CTS yang dihasilkan oleh turbin untuk setiap sudut dari sudu turbin dari 0 – 180 derajat. Ketiga konfigurasi memiliki bentuk grafik sinusoidal yaitu memiliki puncak tertinggi dan puncak terendah. Untuk konfigurasi konvensional, nilai maksimum CTS sebesar 0,064 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0124 pada sudut 140 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi konvensional bernilai positif kecuali untuk sudut 120 – 160 derajat. Untuk konfigurasi A, nilai maksimum CTS sebesar 0,07 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,02 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi A bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 170 derajat. Untuk konfigurasi B, nilai maksimum CTS sebesar 0,077 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,006 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi B bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 170 derajat.

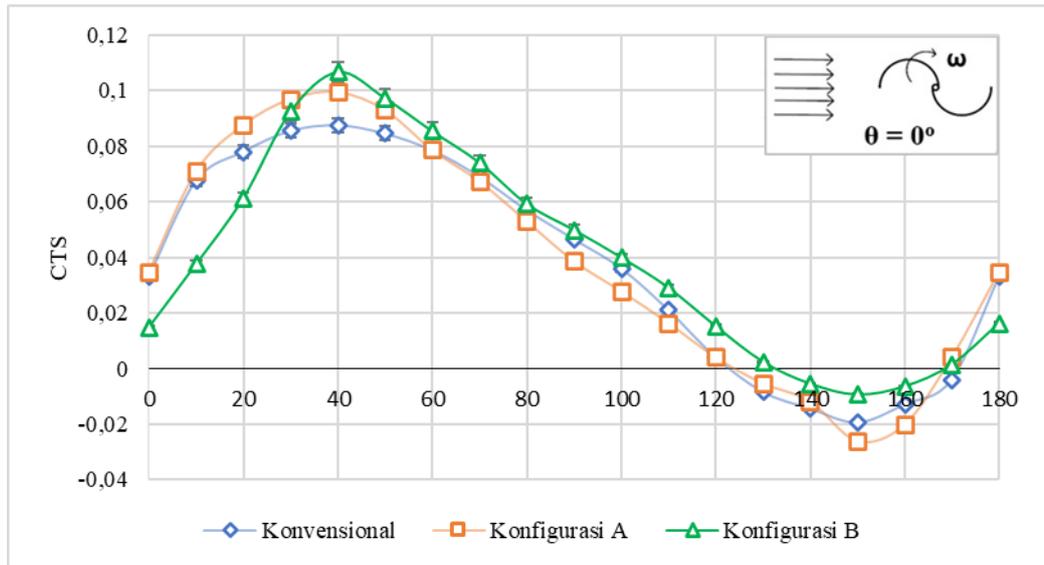
Berdasarkan grafik yang didapatkan pada gambar 4.12, maka dapat dianalisa bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 4 m/s mengalami penurunan pada sudut 0 – 40 derajat karena efek *nozzle* belum maksimal akibat kecepatan yang masih rendah pada bagian sudu *Advancing*. Nilai puncak nilai CTS pada sudut 40 derajat naik karena pengaruh dari silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* serta posisi

sudu yang optimal sehingga menyebabkan udara memiliki momentum dan kecepatan yang lebih besar akibat adanya efek *nozzle* pada bagian belakang sudu *Advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *Advancing* menurun dan menyebabkan *Pressure Drag* naik sehingga gaya *drag* yang dihasilkan juga naik. Begitu pula untuk sudut 40 – 130 karena sudu *Advancing* masih terjadi efek *nozzle* namun untuk sudut 140 - 160 derajat mengalami penurunan CTS karena efek *nozzle* terjadi pada sudu *Returning* sehingga gaya *drag* pada sudu *Returning* semakin besar dan menyebabkan torsi negatif semakin besar. Luas area negatif dari grafik antara *trendline* dengan sumbu horizontal yang membesar menyebabkan performa *Self-starting* menurun.

Pada konfigurasi B terjadi penurunan CTS pada sudut 0 – 20 derajat karena pada kondisi ini, posisi sudu *Advancing* dekat dengan silinder pengganggu yang seharusnya untuk sudu *Returning* sehingga aliran udara yang menabrak ke sudu *Advancing* terganggu oleh silinder pengganggu tersebut yang menyebabkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* menurun. Untuk sudut 40 derajat, nilai puncak CTS naik karena sudu *Advancing* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju sudu *Returning* terganggu sehingga torsi yang dihasilkan naik karena selisih gaya *drag* sudu *Advancing* dan sudu *Returning* semakin tinggi. Begitu pula untuk sudut 40 – 90 derajat terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada sudu *Advancing*. Pada sudut 100 – 160 terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi A dan konvensional karena aliran yang menabrak sudu *Returning* terganggu oleh silinder pengganggu sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menabrak sudu *Returning* menurun yang menyebabkan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat. Konfigurasi B terjadi peningkatan performa *Self-starting* yang lebih baik dibuktikan area negatif dibawah sumbu horizontal terhadap *trendline* grafik yang lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan konfigurasi A. Untuk konfigurasi A, terdapat penurunan kemampuan *Self-starting* dibuktikan dengan penurunan nilai minimum CTS sebesar -9,05% dan untuk konfigurasi B terdapat peningkatan performa *Self-starting* dibuktikan dengan peningkatan nilai minimum CTS sebesar 3,6% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.3.2 Analisa nilai *Static Torque Coefficient* (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 5 m/s

Analisa berikut untuk membandingkan performa *self-starting* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi yang ditambahkan dengan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$ dengan cara membandingkan nilai CTS yang dihasilkan oleh turbin pada kecepatan 5 m/s. Berikut grafik hasil penelitian.



Gambar 4.13 Grafik *Static Torque Coefficient* pada Kecepatan 5 m/s

Pada gambar 4.13 menunjukkan hubungan antara CTS yang dihasilkan oleh turbin untuk setiap sudut dari sudu turbin dari 0 – 180 derajat. Ketiga konfigurasi memiliki bentuk grafik sinusoidal yaitu memiliki puncak tertinggi dan puncak terendah. Untuk konfigurasi konvensional, nilai maksimum CTS sebesar 0,087 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0194 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi konvensional bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 170 derajat. Untuk konfigurasi A, nilai maksimum CTS sebesar 0,099 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,026 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi A bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 170 derajat. Untuk konfigurasi B, nilai maksimum CTS sebesar 0,106 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,009 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi B bernilai positif kecuali untuk sudut 140 – 160 derajat.

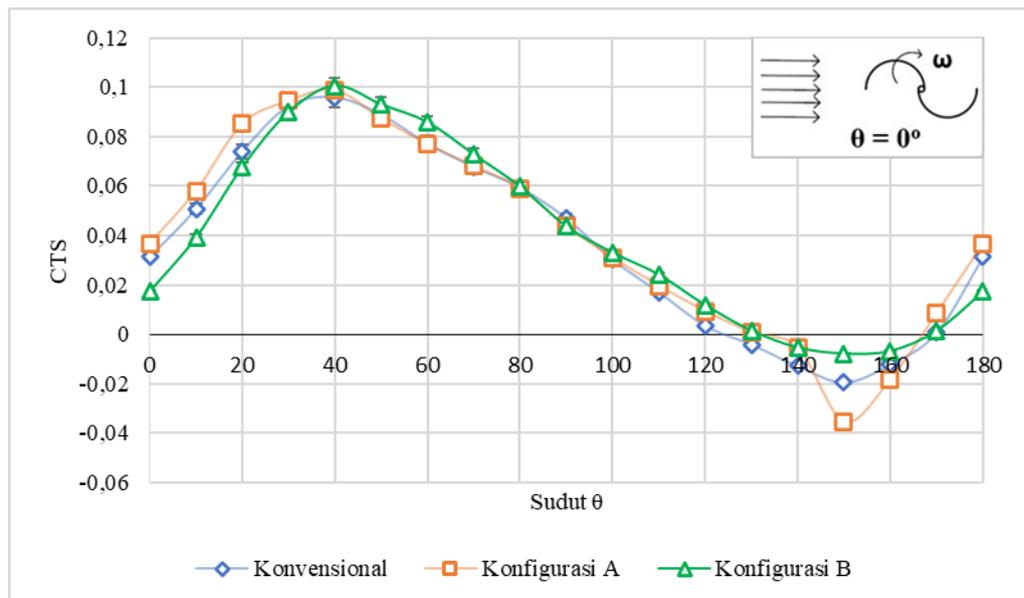
Berdasarkan grafik yang didapatkan pada gambar 4.13, maka dapat dianalisa bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 5 m/s mengalami kenaikan pada sudut 0 – 40 derajat karena terjadi efek *nozzle* pada bagian sudu *Advancing* sehingga kecepatan naik pada daerah *Attached Flow* yang menyebabkan tekanan menjadi rendah dan gaya *drag* naik. Nilai puncak nilai CTS pada sudut 40 derajat juga naik karena pengaruh dari silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* yang menyebabkan udara memiliki momentum dan kecepatan yang lebih besar akibat adanya efek *nozzle* pada bagian belakang sudu *Advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *Advancing* menurun dan menyebabkan *Pressure Drag* naik sehingga gaya *drag* yang dihasilkan juga naik. Pada sudut 150 dan 160 derajat mengalami penurunan CTS karena efek *nozzle* terjadi pada sudu *Returning* sehingga gaya *drag* pada sudu *Returning* semakin besar dan menyebabkan torsi negatif semakin besar. Luas area negatif dari grafik antara *trendline* dengan sumbu horizontal yang membesar menyebabkan performa *Self-starting* menurun.

Pada konfigurasi B terjadi penurunan CTS pada sudut 0 – 20 derajat karena pada kondisi ini, posisi sudu *Advancing* dekat dengan silinder pengganggu yang seharusnya

untuk sudut *Returning* sehingga aliran udara yang menabrak ke sudut *Advancing* terganggu oleh silinder pengganggu tersebut yang menyebabkan gaya *drag* dari sudut *Advancing* menurun. Untuk sudut 40 derajat, nilai puncak CTS naik karena sudut *Advancing* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju sudut *Returning* terganggu sehingga torsi yang dihasilkan naik karena selisih gaya *drag* sudut *Advancing* dan sudut *Returning* semakin tinggi. Begitu pula untuk sudut 40 – 90 derajat terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada sudut *Advancing*. Pada sudut 100 – 160 terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi A dan konvensional karena aliran yang menabrak sudut *Returning* terganggu oleh silinder pengganggu sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menabrak sudut *Returning* menurun yang menyebabkan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat. Konfigurasi B terjadi peningkatan performa *Self-starting* yang lebih baik dibuktikan melalui area negatif dibawah sumbu horizontal terhadap *trendline* grafik yang lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan konfigurasi A. Untuk konfigurasi A, terdapat penurunan kemampuan *Self-starting* dibuktikan dengan penurunan nilai minimum CTS sebesar -34,2% dan untuk konfigurasi B terdapat peningkatan performa *Self-starting* dibuktikan dengan peningkatan nilai minimum CTS sebesar 51,8% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.3.3 Analisa nilai *Static Torque Coefficient* (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 6 m/s

Analisa berikut untuk membandingkan performa *self-starting* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi yang ditambahkan dengan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$ dengan cara membandingkan nilai CTS yang dihasilkan oleh turbin pada kecepatan 6 m/s. Berikut grafik hasil penelitian.



Gambar 4.14 Grafik *Static Torque Coefficient* pada Kecepatan 6 m/s

Pada gambar 4.14 menunjukkan hubungan antara CTS yang dihasilkan oleh turbin untuk setiap sudut dari sudu turbin dari 0 – 180 derajat. Ketiga konfigurasi memiliki bentuk grafik sinusoidal yaitu memiliki puncak tertinggi dan puncak terendah. Untuk konfigurasi konvensional, nilai maksimum CTS sebesar 0,0958 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0194 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi konvensional bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 160 derajat. Untuk konfigurasi A, nilai maksimum CTS sebesar 0,0957 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,035 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi A bernilai positif kecuali untuk sudut 140 – 160 derajat. Untuk konfigurasi B, nilai maksimum CTS sebesar 0,1005 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0078 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi B bernilai positif kecuali untuk sudut 140 – 160 derajat.

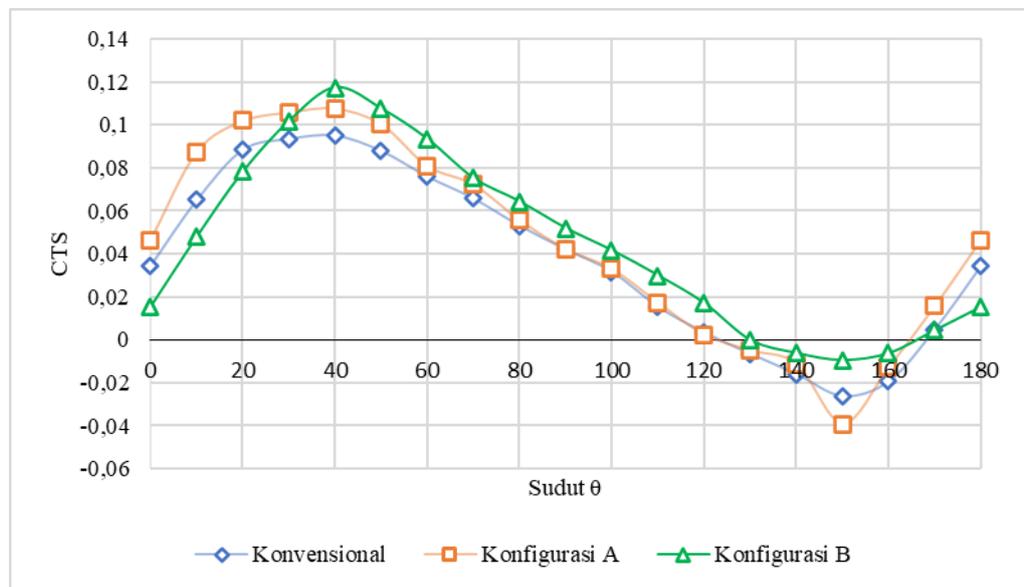
Berdasarkan grafik yang didapatkan pada gambar 4.14, maka dapat dianalisa bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 6 m/s mengalami kenaikan pada sudut 0 – 40 derajat karena terjadi efek *nozzle* pada bagian sudu *Advancing* sehingga kecepatan naik pada daerah *Attached Flow* yang menyebabkan tekanan menjadi rendah dan gaya *drag* naik. Nilai puncak nilai CTS pada sudut 40 derajat juga naik karena pengaruh dari silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* yang menyebabkan udara memiliki momentum dan kecepatan yang lebih besar akibat adanya efek *nozzle* pada bagian belakang sudu *Advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *Advancing* menurun dan menyebabkan *Pressure Drag* naik sehingga gaya *drag* yang dihasilkan juga naik. Begitu pula untuk sudut 40 – 140 karena sudu *Advancing* masih terjadi efek *nozzle* namun untuk sudut 150 dan 160 derajat mengalami penurunan CTS karena efek *nozzle* terjadi pada sudu *Returning* sehingga gaya *drag* pada sudu *Returning* semakin besar dan menyebabkan torsi negatif semakin besar. Luas area negatif dari grafik antara *trendline* dengan sumbu horizontal yang membesar menyebabkan performa *Self-starting* menurun.

Pada konfigurasi B terjadi penurunan CTS pada sudut 0 – 20 derajat karena pada kondisi ini, posisi sudu *Advancing* dekat dengan silinder pengganggu yang seharusnya untuk sudu *Returning* sehingga aliran udara yang menabrak ke sudu *Advancing* terganggu oleh silinder pengganggu tersebut yang menyebabkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* menurun. Untuk sudut 40 derajat, nilai puncak CTS naik karena sudu *Advancing* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju sudu *Returning* terganggu sehingga torsi yang dihasilkan naik karena selisih gaya *drag* sudu *Advancing* dan sudu *Returning* semakin tinggi. Begitu pula untuk sudut 40 – 90 derajat terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada sudu *Advancing*. Pada sudut 100 – 160 terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi A dan konvensional karena aliran yang menabrak sudu *Returning* terganggu oleh silinder pengganggu sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menabrak sudu *Returning* menurun yang menyebabkan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat. Konfigurasi B terjadi peningkatan performa *Self-starting* yang lebih baik dibuktikan melalui area negatif dibawah sumbu horizontal terhadap *trendline* grafik yang lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan konfigurasi A. Untuk konfigurasi A, terdapat penurunan kemampuan *Self-starting*

dibuktikan dengan penurunan nilai minimum CTS sebesar -81,8% dan untuk konfigurasi B terdapat peningkatan performa *Self-starting* dibuktikan dengan peningkatan nilai minimum CTS sebesar 59,3% terhadap konfigurasi konvensional.

4.3.3.4 Analisa nilai *Static Torque Coefficient* (CTS) terhadap Sudut Sudu Turbin (θ) pada Kecepatan 7 m/s

Analisa berikut untuk membandingkan performa *self-starting* dari Turbin Savonius konvensional terhadap 2 konfigurasi yang ditambahkan dengan silinder pengganggu yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ serta ukuran silinder pengganggu sebesar $d/D = 0,5$ dengan cara membandingkan nilai CTS yang dihasilkan oleh turbin pada kecepatan 7 m/s. Berikut grafik hasil penelitian.



Gambar 4.15 Grafik *Static Torque Coefficient* pada Kecepatan 7 m/s

Pada gambar 4.15 menunjukkan hubungan antara CTS yang dihasilkan oleh turbin untuk setiap sudut dari sudu turbin dari 0 – 180 derajat. Ketiga konfigurasi memiliki bentuk grafik sinusoidal yaitu memiliki puncak tertinggi dan puncak terendah. Untuk konfigurasi konvensional, nilai maksimum CTS sebesar 0,0951 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,026 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi konvensional bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 160 derajat. Untuk konfigurasi A, nilai maksimum CTS sebesar 0,107 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0392 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi A bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 160 derajat. Untuk konfigurasi B, nilai maksimum CTS sebesar 0,117 pada sudut 40 derajat dan nilai minimum CTS sebesar -0,0096 pada sudut 150 derajat. Nilai CTS yang dihasilkan pada konfigurasi B bernilai positif kecuali untuk sudut 130 – 160 derajat.

Berdasarkan grafik yang didapatkan pada gambar 4.15, maka dapat dianalisa bahwa pada konfigurasi A dengan kecepatan 7 m/s mengalami kenaikan pada sudut 0 – 40 derajat karena terjadi efek *nozzle* pada bagian sudu *Advancing* sehingga kecepatan naik pada daerah *Attached Flow* yang menyebabkan tekanan menjadi rendah dan gaya

drag naik. Nilai puncak nilai CTS pada sudut 40 derajat juga naik karena pengaruh dari silinder pengganggu di samping sudu *Advancing* yang menyebabkan udara memiliki momentum dan kecepatan yang lebih besar akibat adanya efek *nozzle* pada bagian belakang sudu *Advancing* sehingga tekanan di belakang sudu *Advancing* menurun dan menyebabkan *Pressure Drag* naik sehingga gaya *drag* yang dihasilkan juga naik. Begitu pula untuk sudut 40 – 140 karena sudu *Advancing* masih terjadi efek *nozzle* namun untuk sudut 150 derajat mengalami penurunan CTS karena efek *nozzle* terjadi pada sudu *Returning* sehingga gaya *drag* pada sudu *Returning* semakin besar dan menyebabkan torsi negatif semakin besar. Luas area negatif dari grafik antara *trendline* dengan sumbu horizontal yang membesar menyebabkan performa *Self-starting* menurun.

Pada konfigurasi B terjadi penurunan CTS pada sudut 0 – 20 derajat karena pada kondisi ini, posisi sudu *Advancing* dekat dengan silinder pengganggu yang seharusnya untuk sudu *Returning* sehingga aliran udara yang menabrak ke sudu *Advancing* terganggu oleh silinder pengganggu tersebut yang menyebabkan gaya *drag* dari sudu *Advancing* menurun. Untuk sudut 40 derajat, nilai puncak CTS naik karena sudu *Advancing* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju sudu *Returning* terganggu sehingga torsi yang dihasilkan naik karena selisih gaya *drag* sudu *Advancing* dan sudu *Returning* semakin tinggi. Begitu pula untuk sudut 40 – 90 derajat terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada sudu *Advancing*. Pada sudut 100 – 160 terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi A dan konvensional karena aliran yang menabrak sudu *Returning* terganggu oleh silinder pengganggu sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menabrak sudu *Returning* menurun yang menyebabkan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat. Konfigurasi B terjadi peningkatan performa *Self-starting* yang lebih baik dibuktikan melalui area negatif dibawah sumbu horizontal terhadap *trendline* grafik yang lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dan konfigurasi A. Untuk konfigurasi A, terdapat penurunan kemampuan *Self-starting* dibuktikan dengan penurunan nilai minimum CTS sebesar -49,3% dan untuk konfigurasi B terdapat peningkatan performa *Self-starting* dibuktikan dengan peningkatan nilai minimum CTS sebesar 63,3% terhadap konfigurasi konvensional.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan mengenai pengaruh silinder pengganggu di depan sudu *Returning* dan di samping sudu *Advancing* dengan 2 konfigurasi yaitu konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ terhadap performa Turbin Savonius pada kecepatan 4, 5, 6 dan 7 m/s maka dapat diberikan beberapa kesimpulan diantaranya:

1. Penambahan silinder pengganggu untuk konfigurasi A memberikan performa yang lebih rendah untuk nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional untuk semua kecepatan yang diberikan. Untuk konfigurasi B, terjadi peningkatan nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* pada kecepatan 4 m/s namun pada kecepatan 5, 6 dan 7 m/s memiliki performa yang lebih rendah daripada konfigurasi konvensional.
2. Penambahan silinder pengganggu untuk konfigurasi A memberikan penurunan performa *Self-starting* dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dibuktikan dengan area negatif dibawah garis horizontal terhadap *trendline* grafik CTS yang lebih besar. Pada Konfigurasi B terjadi peningkatan performa *Self-starting* yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi konvensional dibuktikan dengan area negatif dibawah garis horizontal terhadap *trendline* grafik CTS yang lebih kecil.
3. Pada konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ di samping sudu *Advancing* memberikan hasil penurunan nilai *Coefficient of Power* yang paling kecil yaitu pada kecepatan 6 m/s yaitu sebesar -17,9% serta pada nilai *Coefficient of Moment* sebesar -5,6% dan terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* terbesar yaitu -45% pada kecepatan 4 m/s serta nilai penurunan terbesar nilai *Coefficient of Moment* sebesar -30,4% pada kecepatan 4 m/s.
4. Pada konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$ di samping sudu *Advancing* dan $S/D = 1,37$ di depan sudu *Returning* memberikan hasil peningkatan nilai *Coefficient of Power* yaitu pada kecepatan 4 m/s yaitu sebesar 2,27% serta pada nilai *Coefficient of Moment* sebesar 23,4% dan terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* terbesar yaitu -32,8% pada kecepatan 6 m/s serta nilai penurunan terbesar nilai *Coefficient of Moment* sebesar -17,9% pada kecepatan 6 m/s.
5. Pada konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ di samping sudu *Advancing* memberikan penurunan performa *Self-starting* untuk semua kecepatan dengan penurunan terbesar yaitu -81,8% pada kecepatan 6 m/s. Untuk konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$; $S/D = 1,37$ memberikan peningkatan performa *Self-starting* dengan peningkatan terbesar yaitu 63,3% pada kecepatan 7 m/s.

5.2 Saran

Terdapat beberapa saran untuk memberikan keakuratan pengambilan data ketika melakukan penelitian diantaranya:

1. Perawatan alat-alat yang akan digunakan dalam penelitian
2. Pengecekan alat ukur yang digunakan agar memiliki pembacaan pengukuran yang akurat
3. Perbaiki *Axial Fan* karena kondisinya menurun.

4. Memenangkan terjadinya human error agar menghasilkan data yang akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- D. Sumner, S. S. T. Wong, S. J. Price, M. P. Paidoussis ., 1999, **Fluis Behaviour Of Side-By-Side Circular Cylinders In Steady Cross-Flow**, Department of Mechanical Engineering, McGill University, Montreal, Quebec, Canada
- Eddahmani Aymane, Dr. Hassan Darhmaoui, Dr. Naeem Sheikh ., 2017, **Savonius Vertical Wind Turbine: Design, Simulation, and Physical Testing**, School of Science and Engineering, University Honors Program
- ESDM ., 2021, [Pusat Penelitian dan Pengembangan Teknologi Ketenagalistrikan, Energi Baru, Terbarukan, dan Konservasi Energi \(esdm.go.id\)](http://esdm.go.id)
- KESDM ., 2022, **Produksi Batu Bara Indonesia Naik 7,2% pada 2021**, Media Komunikasi Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral
- Lina ‘Ainun Nafi’ah., 2018, **Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Tipe Savonius**, Departemen Teknik Mesin ITS
- Philip J. Pritchard ., 2011, **Fox and McDonald’s Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition**, Manhattan College
- Priyo Agus Setiawan , Triyogi Yuwono , Wawan Aries Widodo ., 2019, **Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade**, Mechanical Engineering Department, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Priyo Agus Setiawan , Triyogi Yuwono , Wawan Aries Widodo ., 2019, **Numerical Study of the Stagger Angle Effect of a Circular Cylinder Installed in Front of Returning Blade Toward the Vertical Axis Savonius Water Turbine Performance**, Mechanical Engineering Department, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Priyo Agus Setiawan , Triyogi Yuwono , Wawan Aries Widodo ., 2020, **A Numerical Study of Savonius Water Turbine Performance Disturbed by Circular Cylinder in Front of Turbine**, Mechanical Engineering Department, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Tri Yogi Yuwono, Bagas R.A., Suksmataty P., Festy M.M., Elza L., Vega N.A., Dionisius J., Michael L.B., Afyah S.M ., 2021, **Enhancing Savonius Turbine Self-Starting Capability by Installing a Circular Cylinder in Front of Returning Turbine Blade**, Department of Mechanical Engineering, ITS

LAMPIRAN A

Tabel A.1 Data penelitian Turbin Savonius konfigurasi konvensional tanpa penambahan silinder pengganggu pada kecepatan 4 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	4	247	25,87	0	0	0,090093	1,17404	0,88	4,8193	0,1635	0,0000	0	0
27,5	4	233,5	24,46	10,01	40	0,090093	1,17404	0,83	4,8193	0,1635	0,0037	0,019	0,023
27,5	4	213,6	22,37	20,06	75	0,090093	1,17404	0,76	4,8193	0,1635	0,0068	0,031	0,041
27,5	4	203,2	21,28	25,09	90	0,090093	1,17404	0,72	4,8193	0,1635	0,0080	0,035	0,049
27,5	4	182,5	19,11	30,12	115	0,090093	1,17404	0,65	4,8193	0,1635	0,0105	0,041	0,064
27,5	4	172,5	18,07	35,16	130	0,090093	1,17404	0,61	4,8193	0,1635	0,0117	0,044	0,071
27,5	4	157,4	16,48	40,19	140	0,090093	1,17404	0,56	4,8193	0,1635	0,0123	0,042	0,075
27,5	4	136,8	14,32	45,24	155	0,090093	1,17404	0,49	4,8193	0,1635	0,0135	0,04	0,083
27,5	4	132,8	13,91	50,27	160	0,090093	1,17404	0,47	4,8193	0,1635	0,0135	0,039	0,083
27,5	4	97,8	10,24	55,31	180	0,090093	1,17404	0,35	4,8193	0,1635	0,0154	0,033	0,094
27,5	4	79,6	8,34	65,39	200	0,090093	1,17404	0,28	4,8193	0,1635	0,0166	0,029	0,101
27,5	4	74,5	7,80	70,46	210	0,090093	1,17404	0,26	4,8193	0,1635	0,0172	0,028	0,105
27,5	4	61	6,39	80,55	230	0,090093	1,17404	0,22	4,8193	0,1635	0,0184	0,024	0,113
27,5	4	46	4,82	90,58	250	0,090093	1,17404	0,16	4,8193	0,1635	0,0196	0,02	0,12
27,5	4	0	0,00	100,66	270	0,090093	1,17404	0	4,8193	0,1635	0,0209	0	0,128

Tabel A.2 Data penelitian Turbin Savonius konfigurasi konvensional tanpa penambahan silinder pengganggu pada kecepatan 5 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	5	294,9	30,87	0	0	0,090093	1,174	0,94	6,611	0,202	0,000	0,000	0,000
27,5	5	254,8	26,67	10,03	70	0,090093	1,174	0,81	6,611	0,202	0,007	0,030	0,037
27,5	5	239,6	25,08	20,03	100	0,090093	1,174	0,77	6,611	0,202	0,010	0,037	0,049
27,5	5	213,1	22,30	30,02	150	0,090093	1,174	0,68	6,611	0,202	0,015	0,050	0,073
27,5	5	181,6	19,00	40,08	200	0,090093	1,174	0,58	6,611	0,202	0,020	0,057	0,098
27,5	5	159,9	16,74	50,16	230	0,090093	1,174	0,51	6,611	0,202	0,022	0,056	0,110
27,5	5	134,4	14,07	60,13	260	0,090093	1,174	0,43	6,611	0,202	0,025	0,052	0,122
27,5	5	103,6	10,84	70,15	280	0,090093	1,174	0,33	6,611	0,202	0,026	0,042	0,128
27,5	5	77,5	8,11	80,16	300	0,090093	1,174	0,25	6,611	0,202	0,027	0,033	0,134
27,5	5	51,8	5,42	90,25	310	0,090093	1,174	0,17	6,611	0,202	0,027	0,022	0,134
27,5	5	0	0,00	100,27	320	0,090093	1,174	0	6,611	0,202	0,027	0,000	0,134

Tabel A.3 Data penelitian Turbin Savonius konfigurasi konvensional tanpa penambahan silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	6	352,6	36,90	0	0	0,0901	1,174	0,94	11,423	0,291	0	0	0
27,5	6	332,5	34,80	20,1	70	0,0901	1,174	0,89	11,423	0,291	0,006	0,019	0,021
27,5	6	305,3	31,95	40,15	150	0,0901	1,174	0,81	11,423	0,291	0,014	0,038	0,047
27,5	6	275,7	28,86	60,21	250	0,0901	1,174	0,73	11,423	0,291	0,023	0,059	0,080
27,5	6	238,7	24,99	70,21	320	0,0901	1,174	0,64	11,423	0,291	0,031	0,067	0,106
27,5	6	216,1	22,62	80,29	350	0,0901	1,174	0,58	11,423	0,291	0,033	0,066	0,114
27,5	6	188,5	19,73	90,29	360	0,0901	1,174	0,5	11,423	0,291	0,033	0,057	0,114
27,5	6	164,8	17,25	110,33	390	0,0901	1,174	0,44	11,423	0,291	0,034	0,052	0,119
27,5	6	148,9	15,58	130,35	400	0,0901	1,174	0,4	11,423	0,291	0,033	0,045	0,114
27,5	6	100,2	10,48	150,39	410	0,0901	1,174	0,27	11,423	0,291	0,032	0,029	0,110
27,5	6	65,3	6,83	170,45	450	0,0901	1,174	0,17	11,423	0,291	0,034	0,021	0,118
27,5	6	53,6	5,61	190,52	500	0,0901	1,174	0,14	11,423	0,291	0,038	0,019	0,131
27,5	6	42,7	4,47	210,58	530	0,0901	1,174	0,11	11,423	0,291	0,039	0,015	0,135
27,5	6	0	0	220,66	580	0,0901	1,174	0	11,423	0,291	0,044	0,0	0,152

Tabel A.4 Data penelitian Turbin Savonius konfigurasi konvensional tanpa penambahan silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	7	450,5	47,15	0	0	0,0901	1,174	1,03	18,140	0,396	0	0	0
27,5	7	432,5	45,27	20,02	50	0,0901	1,174	0,99	18,140	0,396	0,004	0,009	0,009
27,5	7	389,3	40,74	50	200	0,0901	1,174	0,89	18,140	0,396	0,018	0,042	0,047
27,5	7	379,9	39,76	70,02	250	0,0901	1,174	0,87	18,140	0,396	0,022	0,049	0,056
27,5	7	337,8	35,35	80,14	330	0,0901	1,174	0,77	18,140	0,396	0,031	0,060	0,078
27,5	7	279,9	29,30	120,01	460	0,0901	1,174	0,64	18,140	0,396	0,042	0,068	0,106
27,5	7	266,1	27,85	130,14	510	0,0901	1,174	0,61	18,140	0,396	0,047	0,072	0,118
27,5	7	236,9	24,80	140,01	560	0,0901	1,174	0,54	18,140	0,396	0,052	0,071	0,131
27,5	7	188,8	19,76	150,02	590	0,0901	1,174	0,43	18,140	0,396	0,054	0,059	0,137
27,5	7	176,6	18,48	160,09	610	0,0901	1,174	0,4	18,140	0,396	0,055	0,056	0,140
27,5	7	144,6	15,13	180,14	650	0,0901	1,174	0,33	18,140	0,396	0,058	0,048	0,146
27,5	7	128,9	13,49	200,18	670	0,0901	1,174	0,29	18,140	0,396	0,058	0,043	0,146
27,5	7	92,2	9,65	240,3	770	0,0901	1,174	0,21	18,140	0,396	0,065	0,035	0,165
27,5	7	77,9	8,16	260,36	780	0,0901	1,174	0,18	18,140	0,396	0,064	0,029	0,162
27,5	7	63,4	6,63	300,5	820	0,0901	1,174	0,14	18,140	0,396	0,064	0,023	0,162
27,5	7	0	0	320,57	880	0,0901	1,174	0	18,140	0,396	0,069	0	0,174

Tabel A.5 Data penelitian torsi statis Turbin Savonius konfigurasi konvensional tanpa penambahan silinder pengganggu

Sudut	Nilai Torsi Statis (N.m)			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0266	0,0330	0,0312	0,0344
10	0,0406	0,0675	0,0507	0,0650
20	0,0523	0,0780	0,0739	0,0885
30	0,0594	0,0855	0,0923	0,0936
40	0,0640	0,0875	0,0958	0,0951
50	0,0633	0,0845	0,0889	0,0880
60	0,0594	0,0785	0,0771	0,0760
70	0,0547	0,0690	0,0677	0,0658
80	0,0437	0,0570	0,0594	0,0530
90	0,0336	0,0465	0,0469	0,0421
100	0,0180	0,0360	0,0302	0,0316
110	0,0094	0,0210	0,0170	0,0153
120	-0,0039	0,0040	0,0035	0,0033
130	-0,0109	-0,0085	-0,0042	-0,0066
140	-0,0125	-0,0145	-0,0128	-0,0161
150	-0,0109	-0,0195	-0,0194	-0,0263
160	-0,0070	-0,0130	-0,0121	-0,0194
170	0,0039	-0,0040	0,0007	0,0048
180	0,0266	0,0330	0,0312	0,0344

LAMPIRAN B

Tabel B.1 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ pada kecepatan 4 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	4	204,7	21,44	0	0	0,090093	1,17404	0,73	4,8193	0,1635	0,0000	0	0
27,5	4	195,3	20,45	5,05	20	0,090093	1,17404	0,69	4,8193	0,1635	0,0018	0,008	0,011
27,5	4	189,8	19,88	15,06	40	0,090093	1,17404	0,67	4,8193	0,1635	0,0031	0,013	0,019
27,5	4	172,5	18,07	25,06	70	0,090093	1,17404	0,61	4,8193	0,1635	0,0055	0,021	0,034
27,5	4	154,5	16,18	35,09	90	0,090093	1,17404	0,55	4,8193	0,1635	0,0068	0,023	0,041
27,5	4	135,2	14,16	45,14	110	0,090093	1,17404	0,48	4,8193	0,1635	0,0080	0,023	0,049
27,5	4	121,8	12,75	55,11	130	0,090093	1,17404	0,43	4,8193	0,1635	0,0092	0,024	0,056
27,5	4	77,4	8,10	65,07	160	0,090093	1,17404	0,27	4,8193	0,1635	0,0117	0,02	0,072
27,5	4	59,5	6,23	70,12	180	0,090093	1,17404	0,21	4,8193	0,1635	0,0135	0,018	0,083
27,5	4	42,8	4,48	72,25	190	0,090093	1,17404	0,15	4,8193	0,1635	0,0145	0,013	0,089
27,5	4	0	0	74,25	190	0,090093	1,17404	0	4,8193	0,1635	0,0143	0	0,087

Tabel B.2 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ pada kecepatan 5 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	5	258,4	27,05	0	0	0,090	1,174	0,83	6,611	0,202	0,000	0,000	0,000
27,5	5	237,9	24,92	9,99	50	0,090	1,174	0,76	6,611	0,202	0,005	0,019	0,024
27,5	5	228,9	23,97	19,98	80	0,090	1,174	0,73	6,611	0,202	0,007	0,027	0,037
27,5	5	216,6	22,68	30,05	100	0,090	1,174	0,69	6,611	0,202	0,009	0,030	0,043
27,5	5	191,5	20,06	40,14	140	0,090	1,174	0,61	6,611	0,202	0,012	0,037	0,061
27,5	5	164,9	17,27	49,28	170	0,090	1,174	0,53	6,611	0,202	0,015	0,039	0,074
27,5	5	147,4	15,44	54,37	190	0,090	1,174	0,47	6,611	0,202	0,017	0,039	0,083
27,5	5	138,4	14,49	59,42	210	0,090	1,174	0,44	6,611	0,202	0,019	0,041	0,092
27,5	5	127,1	13,31	64,45	220	0,090	1,174	0,41	6,611	0,202	0,019	0,039	0,095
27,5	5	102,4	10,73	74,53	250	0,090	1,174	0,33	6,611	0,202	0,022	0,035	0,107
27,5	5	89,7	9,39	79,56	250	0,090	1,174	0,29	6,611	0,202	0,021	0,030	0,104
27,5	5	78,5	8,22	89,68	270	0,090	1,174	0,25	6,611	0,202	0,022	0,028	0,110
27,5	5	67,2	7,04	99,74	290	0,090	1,174	0,21	6,611	0,202	0,023	0,025	0,116
27,5	5	61,5	6,44	109,81	310	0,090	1,174	0,2	6,611	0,202	0,025	0,024	0,122
27,5	5	46,6	4,88	114,86	320	0,090	1,174	0,15	6,611	0,202	0,025	0,019	0,123
27,5	5	0	0	119,86	330	0,090	1,174	0	6,611	0,202	0,026	0,000	0,124

Tabel B.3 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ pada kecepatan 6 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	6	332,4	34,81	0	0	0,0901	1,174	0,89	11,423	0,291	0	0	0
27,5	6	312,1	32,68	20,02	70	0,0901	1,174	0,83	11,423	0,291	0,006	0,018	0,021
27,5	6	292,7	30,66	40,06	120	0,0901	1,174	0,78	11,423	0,291	0,010	0,026	0,034
27,5	6	266	27,86	60,15	190	0,0901	1,174	0,71	11,423	0,291	0,016	0,039	0,055
27,5	6	246,7	25,83	80,23	250	0,0901	1,174	0,66	11,423	0,291	0,021	0,047	0,072
27,5	6	210,8	22,07	90,27	320	0,0901	1,174	0,56	11,423	0,291	0,028	0,055	0,097
27,5	6	195	20,42	100,26	340	0,0901	1,174	0,52	11,423	0,291	0,030	0,053	0,102
27,5	6	170,1	17,82	110,26	360	0,0901	1,174	0,45	11,423	0,291	0,031	0,048	0,106
27,5	6	158,8	16,63	120,24	380	0,0901	1,174	0,42	11,423	0,291	0,032	0,047	0,110
27,5	6	129	13,51	140,28	420	0,0901	1,174	0,34	11,423	0,291	0,034	0,041	0,119
27,5	6	107,9	11,30	160,32	460	0,0901	1,174	0,29	11,423	0,291	0,037	0,037	0,127
27,5	6	82,2	8,61	180,35	510	0,0901	1,174	0,22	11,423	0,291	0,041	0,031	0,140
27,5	6	77,6	8,13	200,38	530	0,0901	1,174	0,21	11,423	0,291	0,041	0,029	0,140
27,5	6	58,7	6,15	220,4	560	0,0901	1,174	0,16	11,423	0,291	0,042	0,023	0,144
27,5	6	0	0	230,4	560	0,0901	1,174	0	11,423	0,291	0,041	0	0,14

Tabel B.4 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ pada kecepatan 7 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	7	383,1	40,11	0	0	0,0901	1,174	0,88	18,140	0,396	0	0	0
27,5	7	352,5	36,92	20,02	100	0,0901	1,174	0,81	18,140	0,396	0,010	0,020	0,025
27,5	7	319,9	33,50	40,15	180	0,0901	1,174	0,73	18,140	0,396	0,017	0,032	0,044
27,5	7	283,5	29,69	60,21	290	0,0901	1,174	0,65	18,140	0,396	0,028	0,046	0,072
27,5	7	258,5	27,07	70,18	330	0,0901	1,174	0,59	18,140	0,396	0,032	0,048	0,081
27,5	7	250,4	26,22	80,19	350	0,0901	1,174	0,57	18,140	0,396	0,033	0,048	0,084
27,5	7	226,4	23,71	90,22	400	0,0901	1,174	0,52	18,140	0,396	0,038	0,050	0,096
27,5	7	211,4	22,14	100,28	430	0,0901	1,174	0,48	18,140	0,396	0,041	0,050	0,103
27,5	7	184,4	19,31	110,28	460	0,0901	1,174	0,42	18,140	0,396	0,043	0,046	0,109
27,5	7	161,1	16,87	130,32	500	0,0901	1,174	0,37	18,140	0,396	0,046	0,042	0,115
27,5	7	144,7	15,15	150,34	530	0,0901	1,174	0,33	18,140	0,396	0,047	0,039	0,118
27,5	7	120	12,57	170,37	570	0,0901	1,174	0,27	18,140	0,396	0,049	0,034	0,124
27,5	7	103,9	10,88	190,4	600	0,0901	1,174	0,24	18,140	0,396	0,050	0,030	0,128
27,5	7	85,2	8,92	240,51	680	0,0901	1,174	0,19	18,140	0,396	0,054	0,027	0,137
27,5	7	55,7	5,84	290,76	760	0,0901	1,174	0,13	18,140	0,396	0,058	0,019	0,146
27,5	7	47,4	4,97	310,83	790	0,0901	1,174	0,11	18,140	0,396	0,059	0,016	0,149
27,5	7	0	0	330,87	850	0,0901	1,174	0	18,140	0,396	0,064	0	0,162

Tabel B.5 Data penelitian torsi statis Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$

Sudut	Nilai Torsi Statis (N.m)			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0069	0,0346	0,0367	0,0466
10	0,0255	0,0707	0,0580	0,0876
20	0,0448	0,0874	0,0851	0,1020
30	0,0602	0,0968	0,0944	0,1060
40	0,0710	0,0993	0,0988	0,1078
50	0,0679	0,0928	0,0872	0,1005
60	0,0594	0,0785	0,0769	0,0810
70	0,0525	0,0672	0,0680	0,0724
80	0,0448	0,0528	0,0590	0,0557
90	0,0370	0,0385	0,0436	0,0423
100	0,0293	0,0277	0,0309	0,0329
110	0,0139	0,0163	0,0196	0,0172
120	0,0031	0,0040	0,0093	0,0023
130	-0,0077	-0,0054	0,0007	-0,0051
140	-0,0162	-0,0119	-0,0055	-0,0114
150	-0,0208	-0,0262	-0,0354	-0,0392
160	-0,0139	-0,0202	-0,0182	-0,0129
170	-0,0015	0,0040	0,0086	0,0157
180	0,0069	0,0346	0,0367	0,0466

LAMPIRAN C

Tabel C.1 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$ pada kecepatan 4 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	4	224,6	23,52	0	0	0,090093	1,17404	0,8	4,8193	0,1635	0,0000	0	0
27,5	4	219,8	23,01	9,98	45	0,090093	1,17404	0,78	4,8193	0,1635	0,0043	0,021	0,026
27,5	4	201,9	21,15	19,96	85	0,090093	1,17404	0,72	4,8193	0,1635	0,0080	0,035	0,049
27,5	4	168,7	17,66	29,96	130	0,090093	1,17404	0,6	4,8193	0,1635	0,0123	0,045	0,075
27,5	4	137,9	14,45	39,98	160	0,090093	1,17404	0,49	4,8193	0,1635	0,0148	0,044	0,09
27,5	4	101,2	10,60	60,06	200	0,090093	1,17404	0,36	4,8193	0,1635	0,0172	0,038	0,105
27,5	4	59,9	6,27	80,21	250	0,090093	1,17404	0,21	4,8193	0,1635	0,0209	0,027	0,128
27,5	4	39,9	4,18	85,29	280	0,090093	1,17404	0,14	4,8193	0,1635	0,0240	0,021	0,147
27,5	4	0	0	90,31	300	0,090093	1,17404	0	4,8193	0,1635	0,0258	0	0,158

Tabel C.2 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$ pada kecepatan 5 m/s

T (deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	5	269,5	28,22	0	0	0,090	1,174	0,86	6,611	0,202	0,000	0,000	0,000
27,5	5	243,4	25,49	10	50	0,090	1,174	0,78	6,611	0,202	0,005	0,019	0,024
27,5	5	229,7	24,05	19,98	80	0,090	1,174	0,73	6,611	0,202	0,007	0,027	0,037
27,5	5	204,1	21,37	30,06	140	0,090	1,174	0,65	6,611	0,202	0,014	0,044	0,067
27,5	5	180,6	18,92	35,09	165	0,090	1,174	0,58	6,611	0,202	0,016	0,046	0,079
27,5	5	166	17,38	40,14	180	0,090	1,174	0,53	6,611	0,202	0,017	0,045	0,085
27,5	5	143	14,97	50,15	205	0,090	1,174	0,46	6,611	0,202	0,019	0,043	0,095
27,5	5	105,1	11,01	60,23	230	0,090	1,174	0,34	6,611	0,202	0,021	0,035	0,104
27,5	5	93,1	9,75	70,24	250	0,090	1,174	0,3	6,611	0,202	0,022	0,033	0,110
27,5	5	85,2	8,92	80,28	260	0,090	1,174	0,27	6,611	0,202	0,022	0,030	0,110
27,5	5	63,3	6,63	90,34	280	0,090	1,174	0,2	6,611	0,202	0,023	0,023	0,116
27,5	5	0	0	100,37	290	0,090	1,174	0	6,611	0,202	0,027	0,000	0,130

Tabel C.3 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$ pada kecepatan 6 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Teoritical (Watt)	T Teoritical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	6	315,3	33,02	0	0	0,0901	1,174	0,84	11,423	0,291	0	0	0
27,5	6	275,1	28,81	20,11	110	0,0901	1,174	0,73	11,423	0,291	0,011	0,028	0,038
27,5	6	238,6	24,98	30,12	175	0,0901	1,174	0,64	11,423	0,291	0,018	0,039	0,061
27,5	6	226,1	23,68	35,15	210	0,0901	1,174	0,6	11,423	0,291	0,022	0,045	0,074
27,5	6	196,2	20,54	45,13	240	0,0901	1,174	0,52	11,423	0,291	0,024	0,043	0,083
27,5	6	160,1	16,76	55,2	280	0,0901	1,174	0,43	11,423	0,291	0,028	0,041	0,095
27,5	6	140,7	14,73	65,21	300	0,0901	1,174	0,37	11,423	0,291	0,029	0,037	0,100
27,5	6	95,3	9,98	85,3	350	0,0901	1,174	0,25	11,423	0,291	0,033	0,029	0,112
27,5	6	76,3	7,99	95,32	370	0,0901	1,174	0,2	11,423	0,291	0,034	0,024	0,116
27,5	6	58,9	6,16	105,32	390	0,0901	1,174	0,16	11,423	0,291	0,035	0,019	0,121
27,5	6	0	0	125,42	420	0,0901	1,174	0	11,423	0,291	0,036	0	0,125

Tabel C.4 Data penelitian Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$ pada kecepatan 7 m/s

T (Deg C)	U (m/s)	n0 (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	P Theoretical (Watt)	T Theoretical (Nm)	Td (Nm)	CP	Cm
27,5	7	382,1	40,02	0	0	0,0901	1,174	0,87	18,140	0,396	0	0	0
27,5	7	351,7	36,83	20,09	80	0,0901	1,174	0,8	18,140	0,396	0,007	0,015	0,019
27,5	7	300,4	31,45	40,2	210	0,0901	1,174	0,69	18,140	0,396	0,021	0,036	0,053
27,5	7	276,1	28,91	50,28	280	0,0901	1,174	0,63	18,140	0,396	0,028	0,045	0,072
27,5	7	262,6	27,49	60,29	330	0,0901	1,174	0,6	18,140	0,396	0,033	0,050	0,084
27,5	7	238,8	25,01	70,27	360	0,0901	1,174	0,55	18,140	0,396	0,036	0,049	0,090
27,5	7	221,6	23,20	80,3	380	0,0901	1,174	0,51	18,140	0,396	0,037	0,047	0,093
27,5	7	196	20,53	100,35	430	0,0901	1,174	0,45	18,140	0,396	0,041	0,046	0,103
27,5	7	161,7	16,94	120,44	470	0,0901	1,174	0,37	18,140	0,396	0,043	0,040	0,109
27,5	7	118,1	12,37	140,52	520	0,0901	1,174	0,27	18,140	0,396	0,047	0,032	0,118
27,5	7	112,2	11,75	160,61	550	0,0901	1,174	0,26	18,140	0,396	0,048	0,031	0,121
27,5	7	61,6	6,45	180,71	640	0,0901	1,174	0,14	18,140	0,396	0,057	0,020	0,143
27,5	7	47,3	4,96	200,69	690	0,0901	1,174	0,11	18,140	0,396	0,060	0,016	0,152
27,5	7	0	0	220,79	720	0,0901	1,174	0	18,140	0,396	0,062	0	0,155

Tabel C.5 Data penelitian torsi statis Turbin Savonius Konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan $S/D = 1,37$

Sudut	Nilai Torsi Statis (N.m)			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,0054	0,0148	0,0172	0,0152
10	0,0247	0,0375	0,0391	0,0478
20	0,0440	0,0612	0,0676	0,0782
30	0,0617	0,0923	0,0899	0,1017
40	0,0772	0,1067	0,1006	0,1174
50	0,0718	0,0973	0,0930	0,1075
60	0,0648	0,0854	0,0858	0,0934
70	0,0571	0,0741	0,0728	0,0752
80	0,0478	0,0593	0,0597	0,0643
90	0,0409	0,0499	0,0436	0,0519
100	0,0309	0,0400	0,0330	0,0415
110	0,0208	0,0291	0,0240	0,0299
120	0,0116	0,0153	0,0117	0,0170
130	-0,0008	0,0025	0,0014	-0,0003
140	-0,0062	-0,0054	-0,0055	-0,0063
150	-0,0069	-0,0094	-0,0079	-0,0096
160	-0,0046	-0,0064	-0,0069	-0,0063
170	-0,0008	0,0015	0,0014	0,0043
180	0,0054	0,0163	0,0172	0,0152

BIODATA PENULIS



Penulis, Mochamad Izhar Murti adalah anak kedua dari dua bersaudara yang lahir di Malang pada tanggal 28 Maret 2000. Penulis memulai pendidikannya di TK Cut Nyak Dien Malang (2004 – 2005) lalu meneruskan di SD Bunulrejo 4 (2006 – 2012), SMPN 3 Malang (2012 – 2015) dan SMAN 3 Malang (2015 – 2018). Setelah menyelesaikan pendidikan di SMA pada tahun 2018, penulis melanjutkan pendidikannya di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada departemen S1 Teknik Mesin (2018 – 2022) melalui jalur Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri (SNMPTN) undangan. Saat ini, penulis aktif menjadi anggota Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida. Selama perkuliahan, penulis aktif menjadi panitia-panitia Event departemen seperti OKKBK, Wisuda dan event lainnya serta mendapatkan pelatihan seperti LKMW dan LKMM. Selain itu, penulis aktif menjadi anggota dari ITS Team Sapuangin selaku Technical Manager pada periode 2020 – 2022. Beberapa penghargaan yang diraih yaitu seperti Juara umum Kontes Mobil Hemat Energi pada tahun 2020, Data and Telemetry Award serta Autonomous Programming Award yang diadakan oleh Shell Eco Marathon pada tahun 2020.